

Permodelan dan Simulasi Ruang Bakar HCCI Engine Berbasis Mesin Diesel 210cc Untuk Mendapatkan Perbandingan Rasio Kompresi dan Persentase EGR Yang Optimal

Mahasiswa : Alam Eka Putra
NRP : 2109 100 068
Dosen Pembimbing : Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.

ABSTRAK

Penggunaan BBM yang semakin tinggi tiap tahunnya menyebabkan kelangkaan bahan bakar. Kelangkaan menjadikan harga BBM semakin tinggi tiap tahunnya. Penggunaan tertinggi berasal dari kendaraan bermotor yaitu mencapai 70%. Hal ini terlihat bahwa hampir semua sektor transportasi masih menggunakan Spark Ignition Engine (SIE) dan Compression Ignition Engine (CIE) sebagai sumber gerak. Pada umumnya SI Engine dan CI Engine memiliki efisiensi thermal sekitar 35 % hingga 40 %. Saat ini mulai dikembangkan Engine dengan prinsip Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) yang diprediksi memiliki potensi yang lebih baik daripada mesin SI dan CI.

Penelitian ini dilakukan dengan cara memodelkan bentuk ruang bakar HCCI Engine berbasis engine diesel 210cc dengan menggunakan software AVL Fire. Dalam permodelan ini dilakukan dengan variasi Compression ratio dan Exhaust Gas Recirculation, Compression ratio yang akan dimodelkan adalah 1:20, 1:19 dan 1:18. Exhaust Gas Recirculation yang akan dimodelkan adalah sebesar 20 %, 30%, 40% dan 50% pada tiap rasio kompresi yang digunakan.

Dari penelitian ini didapatkan mesin HCCI dengan perbandingan rasio kompresi sebesar 18 dan persentase EGR sebesar 20% didapatkan hasil yang paling optimal karena didapatkan nilai SOI pada posisi 11° BTDC, kemudian durasi

pembakarannya sebesar 37.5°CA dan daya yang dihasilkan cukup tinggi dengan kebutuhan bahan bakar (SFC) yang minimal. Terlihat bahwa mesin HCCI ini memiliki nilai SFC yang lebih rendah dari spesifikasi mesin diesel yanmar L48 standar namun tetap memiliki daya yang cukup tinggi pada kondisi 1900 rpm sebesar 3.1125 kW dan 0.182 Kg/watt.jam.

Kata Kunci : Homogeneous Charge Compression Ignition engine, Compression Ratio, Exhaust Gas recirculation, AVL Fire, Start of Ignition (SOI), Start of Combustion (SOC).

**Modelling and Simulation Combustion Chamber HCCI
Engine based on Diesel Engine 210cc to get Optimal
Compression Ratio and Exhaust Gas Recirculation (EGR)
Percentage**

Student : Alam Eka Putra
NRP : 2109 100 068
Advisor : Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.

ABSTRACT

Higher fuel usage each year causing fuel shortages. Scarcity makes the higher price of fuel each year. The highest usage is derived from the motor vehicle reaches 70%. It is seen that almost all the transport sector are still using Spark Ignition Engine (SIE) and Compression Ignition Engine (CIE) as a source of motion. In general, SI Engine and CI Engine has a thermal efficiency of about 35% to 40%. Currently being developed with the principle of homogenous Charge Engine Compression Ignition (HCCI), which is predicted to have the potential to be better than SI and CI engine.

The research was done by modeling the shape of the combustion chamber of diesel engine-based HCCI Engine 210cc AVL Fire using the software. In this modeling is done with a variety of compression ratio and Exhaust Gas Recirculation, Compression ratio to be modeled are 1:20, 1:19 and 1:18. Exhaust Gas Recirculation to be modeled is at 20%, 30%, 40% and 50% at each compression ratio used.

From this study, the HCCI engine with a compression ratio of 18 and a percentage of 20% EGR obtain the most optimal results. because the SOI values obtained at 11o BTDC position, then the duration of burning by 37.5oCA and high enough power generated by the fuel needs (SFC) is low. Seen that HCCI engines have a lower SFC values of L48 yanmar diesel engine

specification standards but still have a high enough power at 1900 rpm condition of 3.1125 kW and 0.182 Kg / watt.hour.

Keywords : Homogeneous Charge Compression Ignition engine, Compression Ratio, Exhaust Gas recirculation, AVL Fire, Start of Ignition (SOI), Start of Combustion (SOC).

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

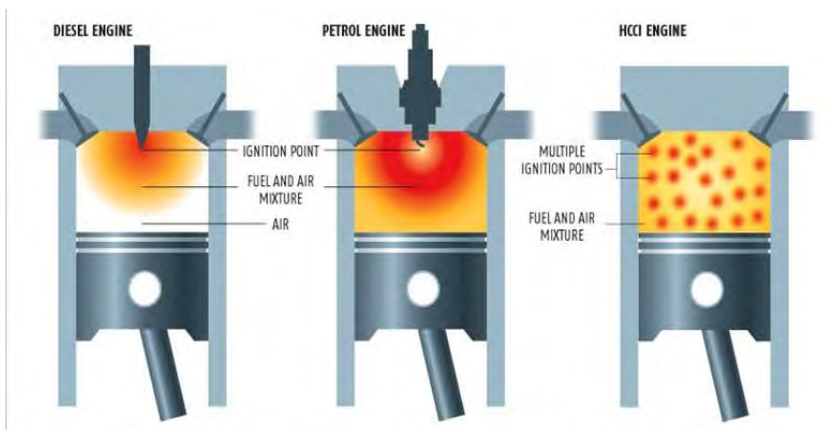
Dalam tinjauan pustaka ini akan dibahas tentang motor bakar secara umum dan arah pengembangan motor bakar khususnya tentang HCCI. Motor HCCI memiliki potensi efisiensi lebih tinggi daripada spark ignition engine dan compression ignition engine serta emisi yang lebih baik. Namun dengan potensi yang cukup signifikan tersebut ada beberapa tantangan dan kesulitan dalam mengembangkan mesin HCCI ini, salah satunya adalah mengontrol proses pembakarannya karena pada mesin HCCI ini tidak terdapat sistem yang mengontrol proses pembakaran seperti halnya pada mesin bensin yang menggunakan busi dan mesin diesel yang menggunakan semprotan injektor untuk mengatur proses pembakarannya. Untuk mengontrol proses pembakaran pada mesin HCCI ini ada beberapa parameter yaitu penggunaan rasio kompresi, persentase EGR, campuran bahan bakar-udara, negative overlap pada bukaan valve dan lainnya. Tulisan berikut terkait dengan pembahasan diatas.

II.1. Motor Pembakaran Dalam

Motor pembakaran dalam adalah motor yang proses pembakarannya terjadi di dalam sebuah silinder yang di mana energi kimia berupa bahan bakar seperti *gasoline*, dibakar dalam sebuah silinder. Pembakaran didalam silinder terjadi antara udara yang dimampatkan dengan bahan bakar yang tercampur didalamnya. Ada beberapa cara untuk mencampur bahan bakar kedalam ruang bakar yaitu dengan karburator dan injeksi. Selain itu, dua macam motor pembakaran dalam yang sering dijumpai yaitu *spark ignition engine* (SIE) dan *compression ignition engine* (CIE). Pada kedua macam motor pembakaran dalam tersebut memiliki 2 jenis proses kerjanya yaitu 4 langkah dan 2 langkah. Kedua jenis motor pembakaran dalam diatas memiliki

kelebihan dan kekurangan masing – masing, dalam hal ini lebih ditujukan pada segi efisiensi. Motor bensin (SIE) yang saat ini kebanyakan dipasang pada kendaraan biasanya memiliki efisiensi dibawah 30% [17]. Sedangkan pada motor diesel (CIE) memiliki efisiensi yang lebih tinggi yaitu sebesar 40% [18]. Dengan seiring kelangkaan dan meningkatnya harga bahan bakar saat ini, beberapa peneliti melakukan beberapa penelitian untuk meningkatkan efisiensi dari mesin kendaraan, seperti meningkatkan kompresi. Namun dalam penerapannya masih selalu terkendala dengan berbagai macam problema seperti kualitas bahan bakar di pasaran yang tidak memadai, *detonasi* yang berlebihan, dan suhu engine yang tinggi yang mengakibatkan engine rusak [1]. Selain itu dalam upaya meningkatkan efisiensi bahan bakar serta pengurangan emisi, telah ditemukan teknologi dari ide yang sudah cukup lama dan cukup menjanjikan untuk kehidupan baru. Engine ini dinamakan *HCCI engine* (*Homogenous Charge Compression Ignition Engine*) teknologi ini telah ada sejak lama, namun baru-baru ini menerima perhatian dan antusiasme. Secara garis besar *HCCI engine* ini adalah engine yang menyatukan kedua prinsip kerja motor bakar antara *Spark Ignition Engine* dengan *Compression Ignition Engine*. *HCCI engine* ini memiliki efisiensi yang lebih tinggi serta menghasilkan kadar NOx dan emisi yang rendah daripada engine *S.I.E* dan *C.I.E* [2]. Hal diatas dapat dikatakan bahwa proses pembakaran engine ini berasal dari bahan bakar (bensin) yang bercampur dengan udara benar – benar bercampur secara homogen didalam ruang bakar. Kemudian saat piston bergerak dari TMB (titik mati bawah) menuju TMA (titik mati atas) untuk mengkompresi/memampatkan ruang bakar, udara yang bercampur dengan bahan bakar tersebut terbakar secara otomatis (auto-ignition) dan terbakar secara spontan tanpa adanya bantuan dari percikan busi seperti yang ada pada mesin otto. Hal itu terjadi akibat dari temperatur yang ditimbulkan pada proses kompresi cukup sesuai. Temperatur ini ditentukan oleh perpindahan panas dan tekanan kompresi. Jika kompresi engine

terlalu tinggi maka akan menyebabkan timing pembakaran yang terjadi terlalu awal sehingga tekanan ledakan melawan putaran flywheel. Sebaliknya, jika kompresi terlalu rendah maka pembakaran tidak terjadi. Perpindahan panas di ruang bakar dipengaruhi oleh bentuk ruang bakar dan perbandingan bore-stroke yang sesuai. Berikut ini adalah gambar dari fenomena proses pembakaran yang terjadi pada mesin diesel, mesin otto dan HCCI :



Gambar 2.1. Skema proses pembakaran compression ignition, spark ignition dan HCCI

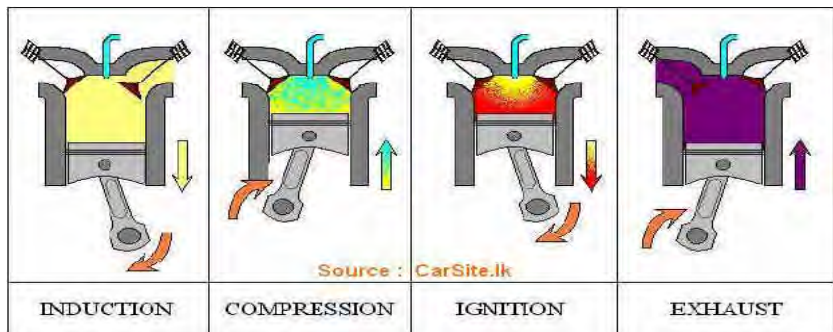
Sumber: (http://images.dailytech.com/nimage/11148_large_Engine_Comparison.jpg)

Berdasarkan gambar diatas, dijelaskan bahwa terdapat perbedaan proses pembakaran dari mesin diesel, mesin otto dan juga HCCI. Pada hal ini, penerapan sistem HCCI merupakan solusi yang baik dalam perancangan engine yang akan digunakan pada lomba shell eco marathon asia mendatang yang dimana segi efisiensi sangatlah ditekankan dalam lomba ini, namun sebelum melakukan penelitian tentang HCCI engine ini diperlukan

pemahaman secara umum dari mesin diesel, mesin otto dan juga HCCI engine diatas sebagai dasar penelitian yang akan dilakukan.

II.1.1. *Compression Ignition Engine (CIE) 4 langkah*

Compression Ignition Engine 4 langkah (C.I.E. 4 langkah) merupakan salah satu jenis engine yang dimana proses pembakarannya terjadi ketika udara yang dikompresi/dimampatkan didalam ruang bakar oleh pergerakan piston dari TMB ke TMA, pada saat pemampatan tersebut didalam ruang bakar memiliki tekanan yang tinggi dan juga temperatur yang tinggi pula kemudian disemprotkan bahan bakar kedalam ruang bakar melalui injector yang memiliki tekanan tinggi setelah itu proses pembakaranpun terjadi. Akibatnya, piston terdorong kembali menuju TMB. Jadi, tenaga diekstrak dari proses pembakaran yang terjadi. Kemudian temperatur dan tekanan turun seiring dengan langkah daya ini. Berikut ini adalah penjelasan fenomena yang terjadi tiap langkah pada C.I.E. 4 langkah :

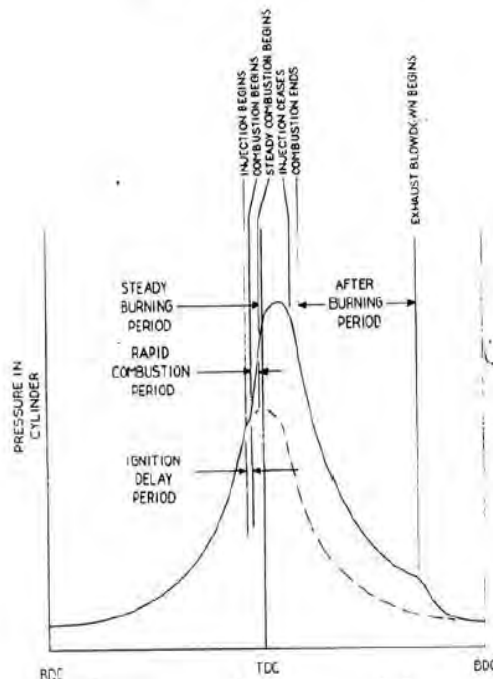


Gambar 2.2. Prinsip kerja engine diesel C.I.E. 4 langkah

Sumber : (<http://islam-download.net/wp-content/uploads/2010/03/ilustrasi-cara-kerja-mesin-diesel.jpg>)

Proses pembakaran dari mesin ini dikontrol oleh busi sehingga didapatkan proses dan waktu pembakaran yang

terkontrol seperti yang dapat terlihat pada grafik tekanan berbanding sudut poros engkol pada mesin bensin seperti dibawah ini :



Gambar 2.3. Grafik P-Sudut engkol C.I.E. 4 langkah

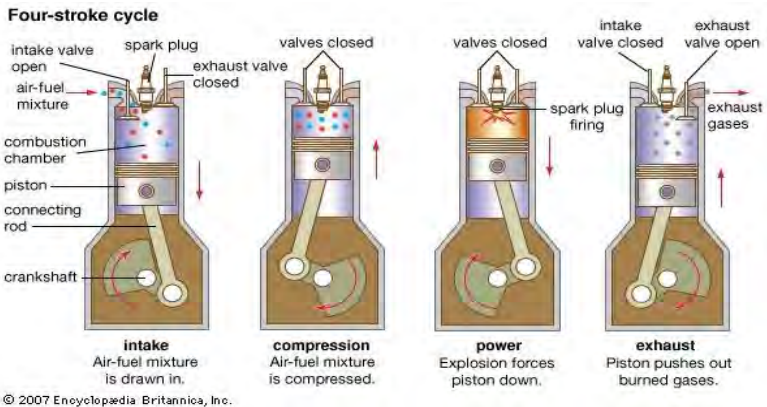
Pada umumnya proses pembakaran dari motor diesel terbagi dalam 4 periode waktu pembakaran, yaitu :

1. Ignition delay period : awal penginjeksian bahan bakar sampai awal pembakaran
2. Premixed combustion period : periode ini dimulai pada akhir ignition delay, bahan bakar yang terkumpul bercampur dengan udara yang begitu banyak pada periode sebelumnya mengakibatkan bahan bakar terbakar dalam waktu singkat, sehingga sulit dikontrol.

3. Diffusion combustion period : selama periode premixed combustion tadi bahan bakar tetap diinjeksikan untuk siap dibakar, bahan bakar harus dikabutkan, diuapkan, bercampur dengan udara dan bereaksi secara kimia.
4. Final combustion : sebagian bahan bakar yang belum sempat terbakar akan dibakar dalam periode ini. Diawali dari akhir penginjeksian bahan bakar hingga heat release mencapai nol, selama periode ini partikel droplet akhirnya padam, namun difusi oksigen tetap mengontrol proses pembakaran.

II.1. 2. Spark Ignition Engine (SIE) 4 langkah

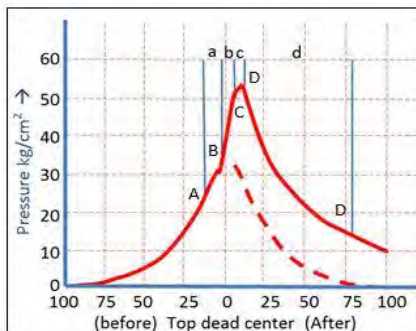
Spark Ignition Engine 4 langkah (S.I.E. 4 langkah) merupakan salah satu jenis engine yang dimana proses pembakarannya berdasarkan campuran antara bahan bakar dengan udara yang dikompresi didalam ruang bakar yang kemudian disulut oleh percikan api yang berasal dari busi dan satu siklus pembakaran diselesaikan dalam 4 langkah piston (2 kali putaran *crankshaft*). 4 langkah yang terjadi tersebut adalah langkah hisap (*intake*), langkah kompresi (*compression*), langkah kerja/daya (*power*) dan langkah buang (*exhaust*). Referensi awal siklus adalah titik mati atas (TMA), yaitu jarak terjauh yang dapat dicapai oleh piston relatif terhadap sumbu putar *crankshaft*. Satu siklus adalah jarak yang ditempuh oleh piston dari TMA menuju titik mati bawah (TMB) atau sebaliknya. Berikut ini adalah penjelasan fenomena yang terjadi tiap langkah pada S.I.E. 4 langkah :



Gambar 2.4. Mekanisme pembakaran campuran udara – bahan bakar pada S.I.E. 4 langkah

Sumber : (<http://www.alvenjo.com/images/article/gear56b.jpg>)

Proses pembakaran dari mesin ini dikontrol oleh busi sehingga didapatkan proses dan waktu pembakaran yang terkontrol seperti yang dapat terlihat pada grafik tekanan berbanding sudut poros engkol pada mesin bensin seperti dibawah ini :



Keterangan :

- a : Period of delayed ignition
- b : Period of abrupt combustion
- c : Period of normal combustion
- d : Period of after burning (Broken line shows the air expansion).
- A : Start of injection
- B : Ignition
- C : End of abrupt combustion (Start of normal combustion)
- D : End of normal combustion (end of injection).
- E : End of after combustion.

Diagram pembakaran dalam engine

Gambar 2.5. Grafik P-Sudut engkol S.I.E. 4 langkah

II.1.3. *Homogenous Charge Compression Ignition Engine (HCCI) 4 Langkah*

Tidak seperti mesin diesel dan mesin otto diatas, dalam engine HCCI (berdasarkan engine 4 langkah), kontrol pengiriman bahan bakar merupakan hal yang penting dalam mengendalikan pembakaran [3]. Berikut ini adalah prinsip kerja dari HCCI :

- Langkah *Hisap* : bahan bakar diinjeksikan ke ruang bakar melalui injeksi (injector) bahan bakar yang terdapat pada *intake*, kemudian semprotan bahan bakar ini menginduksi bersamaan dengan udara yang didapat dari pergerakan piston dari TMA menuju TMB melalui lubang *intake*. Dan pada akhir langkah hisap ini bahan bakar dan udara sudah sepenuhnya bercampur didalam ruang bakar.
- Langkah *Kompresi dan Daya* : piston bergerak dari TMB menuju TMA, temperatur didalam ruang bakar mulai naik dan panas mulai terbentuk dari pergerakan piston ini dan ketika piston mencapai akhir dari pergerakan menuju TMA, panas yang ada dalam ruang bakar ini telah cukup terakumulasi akibat dari kompresi dari piston tersebut sehingga menyebabkan campuran bahan bakar –udara ini secara spontan terbakar (tanpa adanya percikan dari busi) dan hasil dari terbakarnya bahan bakar-udara tersebut mengakibatkan piston bergerak kembali menuju TMB untuk melakukan langkah daya. Tidak seperti pada *Spark Ignition Engine (SIE)* dan *Compression Ignition Engine (CIE)*, proses pembakaran engine HCCI ini sangat simple, suhu engine rendah dan pembakaran diruang bakar sangat merata. Campuran bahan bakar yang dibakar ini secara bersamaan menghasilkan tenaga yang setara

namun penggunaan bahan bakarnya jauh lebih sedikit dan juga menghasilkan gas emisi yang lebih sedikit.

- Langkah *Exhaust* : pada akhir langkah daya, piston bergerak kembali dan memulai langkah buang namun sebelum semua gas sisa hasil pembakaran dibuang, katup buang dari engine HCCI ini menutup lebih awal untuk menahan panas hasil pembakaran. Panas ini diawetkan, kemudian sejumlah kecil bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk membantu mengendalikan temperatur pembakaran sebelum langkah hisap berikutnya dimulai.

Menurut Prashant Kumar, Sooraj.S, V Senthil Murugan [16], pada engine HCCI ini juga memiliki kelebihan lain seperti :

1. Efisiensi pembakaran dari HCCI engine 15% lebih tinggi daripada mesin otto konvensional.
2. Gas buang hasil dari proses pembakaran mengandung emisi (NOx) lebih rendah daripada mesin otto konvensional.
3. Kompatibel dengan penggunaan bahan bakar E85 (ethanol).
4. Bahan bakar dibakar lebih cepat dan pada temperatur yang lebih rendah, mengurangi kehilangan energi panas dibandingkan dengan mesin konvensional spark.

Selain dari kelebihan diatas, engine HCCI ini juga memiliki kekurangan seperti :

1. Karena tekanan yang terjadi pada silinder tinggi maka memerlukan konstruksi mesin yang kuat.

2. Pengontrolan pembakaran mesin HCCI lebih susah daripada mesin otto konvensional.

Berdasarkan penjelasan diatas, proses pembakaran dari tiap jenis mesin merupakan salah satu faktor yang penting dalam menentukan efisiensi mesin itu sendiri. Dari proses pembakaran yang terjadi pada tiap jenis mesin ini, ada beberapa hal yang menentukan proses pembakaran itu terjadi secara sempurna atau tidak, salah satunya adalah bentuk dan model ruang bakar dari tiap jenis mesin tersebut. Seperti yang pernah dijelaskan pada penelitian [4] bahwa untuk memahami karakteristik pembakaran dari sebuah engine dan ketika melakukan perancangan engine kompresi tinggi harus memiliki bentuk ruang bakar yang mampu meminimalisir dan mengisolasi faktor penyebab terjadinya detonasi pada engine.

Detonasi adalah ledakan yang tidak terkendali didalam ruang bakar yang menjadi penyebab utama adanya kehilangan tenaga dan overheating pada engine yang pada akhirnya menurunkan efisiensi dan mempercepat kerusakan. Detonasi ini disebabkan oleh bahan bakar yang ada didalam ruang bakar ada yang terbakar lebih awal dan tidak terkendali akibat dari rasio kompresi yang digunakan terlalu tinggi dan melewati autoignition point dari bahan bakar yang digunakan. Maka dari itu untuk perancangan sebuah mesin HCCI ini rasio kompresi yang akan digunakan harus diperhitungkan agar menghindari terjadinya fenomena detonasi.

Selain itu usaha untuk menurunkan kemungkinan terjadinya detonasi dapat dilakukan dengan memperkecil luas permukaan ruang bakar. Luas permukaan yang lebih kecil membuat seluruh campuran terbakar lebih cepat sehingga detonasi tidak terjadi. Luas permukaan yang lebih kecil juga memperkecil luasan perpindahan panas sehingga efisiensi thermal engine meningkat. Seperti penelitian yang dilakukan di MIT [5], pada engine dengan perbandingan kompresi yang tinggi menyatakan bahwa perbaikan ruang bakar dengan memperkecil

luas permukaan ruang bakar dapat meningkatkan efisiensi engine dengan nilai berkisar antara 25 - 35 %. Dan dibawah ini merupakan contoh bentuk dari ruang bakar dan bentuk piston yang sering digunakan engine pada umumnya :

II.2. Bentuk Ruang Bakar

1. Ruang Bakar Model Baji

Ruang Bakar model baji (wedge type combustion chamber) ini kehilangan panasnya juga kecil kontruksi mekanisme katupnya lebih sederhana bila dibandingkan dengan ruang bakar model setengah bulat (Hemispherical Combustion Chamber).

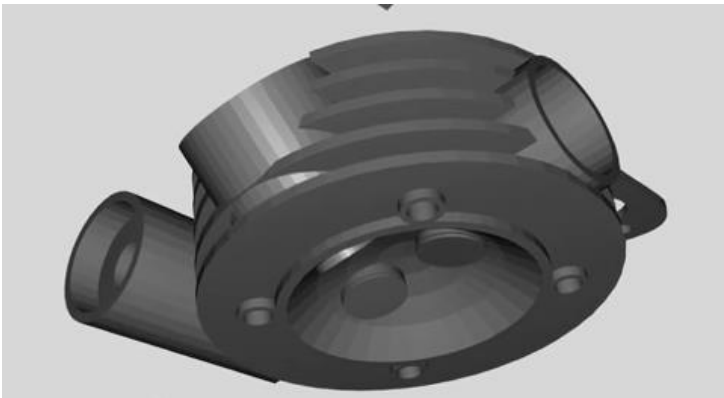


Gambar 2.6. Bentuk ruang bakar tipe baji (wedges type)

Sumber : (<http://coilku.com/ruang-bakar-model-baji/>)

2. Bentuk Ruang Bakar *Spark Ignition Engine* Pada Motor RC Plane

Pada dasarnya, bentuk ruang bakar motor rc ini hampir sama dengan konstruksi yang dimiliki oleh mesin diesel dan mesin otto, mesin motor rc ini menggunakan prinsip kerja dengan mengompresi campuran udara dengan bahan bakar didalam ruang bakar dan untuk melakukan proses pembakaran hanya menggunakan *glowplug* (busi pijar/pemanas), tidak seperti pada mesin otto yang menggunakan *sparkplug* (percikan busi).



Gambar 2.7. Bentuk ruang bakar motor rc plane

Sumber :

Dengan bentuk ruang bakar yang seperti diatas, rata – rata bentuk piston yang digunakan adalah bentuk kepala piston yang rata seperti gambar dibawah ini :



Gambar 2.8. Bentuk piston motor rc plane

Sumber :

Berdasarkan beberapa contoh ruang bakar diatas, dapat dilihat bahwa bentuk ruang bakar mempengaruhi dari kinerja dan efisiensi dari sebuah mesin. Kali ini ditujukan pada engine HCCI, untuk mencapai operasi dinamis dalam suatu HCCI, sistem kendali harus berubah sesuai kondisi-kondisi yang mempengaruhi proses pembakaran. Seperti itulah mesin/motor harus mengendalikan rasio kompresi, temperatur gas, tekanan gas, perbandingan bahan bakar dan udara yang mendekati.

Untuk mendapatkan hasil yang maksimal dari proses pembakaran, sistem kendali harus berubah sesuai dengan kondisi - kondisi yang mempengaruhi pembakaran. Dalam hal untuk mengetahui operasional HCCI maka kan digunakan variasi rasio kompresi [6]:

1. *Compression ratio, r_c :*

$$r_c = \frac{\text{volume silinder maksimum}}{\text{volume silinder minimum}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \dots \dots \dots (2.1)$$

dimana V_d adalah volume yang tersapu oleh gerakan piston dan V_c adalah volume *clearance*.

$$V_d = s \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana : S = panjang stroke

d = diameter piston

Kebanyakan S.I.E. 4 langkah menggunakan nilai r_c dikisaran 8 – 12, B/L dikisaran 0,8 – 1,2 untuk ukuran engine kecil dan medium , dan R dikisaran 3 – 4 untuk CI engine ukuran kecil sampai medium.

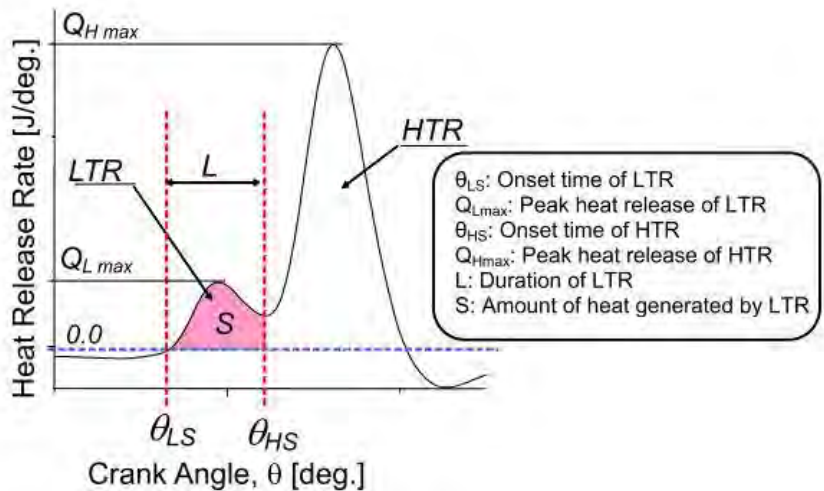
II.3. Karakteristik Pembakaran pada mesin HCCI

Pada engine HCCI ini memiliki karakteristik dan proses pembakaran yang berbeda dengan spark ignition engine dan compression ignition engine karena pada engine HCCI ini tidak terdapat pemicu ledakan seperti halnya yang terdapat pada engine konvensional lainnya. Untuk mendapatkan proses pembakaran engine HCCI yang memiliki nilai konsumsi bahan bakar yang minimal dan emisi yang rendah ada beberapa hal yang perlu diperhatikan karena diketahui bahwa proses pembakaran engine HCCI ini dikontrol oleh temperature, tekanan dan komposisi yang ada didalam ruang bakar, beberapa parameternya yaitu [12]:

- Rasio Kompresi
- Exhaust gas recirculation
- Rasio bahan bakar-udara
- Temperature intake manifold
- Campuran bahan bakar
- Negative Overlap Valve
- Dan lain lain

Berdasarkan parameter diatas, pada penelitian kali ini dibatasi hanya menggunakan variasi rasio kompresi dan persentase exhaust gas recirculation saja, dengan rasio bahan bakar-udara yang sama dan bentuk ruang bakar yang sama. Untuk mengetahui karakteristik pembakaran dapat dilihat pada grafik Heat Release Rate (HRR) yang didapatkan dari hasil permodelan, dari grafik HRR akan didapatkan Start of ignition (SOI) dan Burn Duration (BD) , SOI (awal ignition) didefinisikan sebagai titik pada grafik HRR di mana tingkat panas laju pelepasan melebihi 0,5 J/deg sedangkan BD didefinisikan sebagai durasi pembakaran, yang merupakan jarak antara sudut engkol SOI dan sudut engkol sesuai dengan 20% dari besarnya puncak laju pelepasan kalor pada sisi kurva yang menurun [7]. Durasi pembakaran ini akan berubah ubah seiring, dengan semakin tinggi rasio kompresi maka durasi pembakaran akan menjadi semakin cepat, begitupula sebaliknya.

Pada pembakaran engine HCCI ini mengalami dua tahap proses pembakaran yang biasa disebut dengan Low Temperature Rate dan High Temperature Rate



Gambar 2.9. Keterangan dari LTR dan HTR

II.4. Prinsip EGR pada Mesin HCCI

Pengoperasian mesin HCCI pada berbagai kecepatan dan beban yang berubah-ubah merupakan kendala yang paling sulit. Pada mesin HCCI pembakaran ditentukan oleh komposisi dari campuran bahan bakar dan udara, temperatur awal, dan tekanan awal. Salah satu metode yang berpotensi untuk mengatasi permasalahan ini adalah mengontrol pembakaran HCCI yaitu dengan memvariasikan jumlah Exhaust Gas Recirculation (EGR) untuk mengubah rasio kompresi efektif dan jumlah panas gas buang dipertahankan dalam silinder. Hal ini bertujuan agar panas hasil pembakaran tidak semuanya dibuang keluar tetapi dimanfaatkan untuk memanaskan pembakaran selanjutnya sehingga dapat terjadi pembakaran spontan yang lebih cepat. EGR memanfaatkan gas buang untuk membatasi campuran bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar sehingga sebagian ruang

pada ruang bakar terisi oleh gas buang. Dengan adanya gas buang di dalam ruang bakar maka pembakaran akan lambat sehingga putaran mesin akan menjadi rendah. EGR juga digunakan untuk menambah temperatur pada saat udara baru dimasukkan dengan cara memanfaatkan gas buang yang dimasukkan kembali intake. Gas buang ditambahkan ke ruang bakar untuk meningkatkan kapasitas panas spesifik dari isi silinder, yang menurunkan temperatur nyala adiabatik

II.5. Permodelan Pada Software AVL FIRE

II.5.1. Pengertian Software FIRE

Fire adalah software dinamika fluida yang multi guna dengan fokus dalam bidang aplikasi aliran fluida yang berhubungan dengan mesin pembakaran dalam dan powertrain. Software ini merupakan generasi terbaru dari 3D computation fluid dynamics. Pada software *FIRE* ini menawarkan fleksibilitas tertinggi dalam hal waktu simulasi dan ketepatan dalam penggunaan meshing dengan berbagai tipe elemen meshing yang sudah tersedia. Keuntungan yang didapat pada penggunaan software ini yaitu software ini memiliki berbagai macam modul, fitur dan kemampuan, sebelum dan sesudah pengolahan data dan juga metode metode efektif yang mendukung untuk memecahkan sebuah masalah dengan akurat.

Fungsi utama dari software *FIRE* ini adalah untuk simulasi motor bakar, namun bisa juga digunakan untuk CFD pada umumnya (*FIRE = Fluid and Reciprocating Engine*). Modul yang terdapat pada software ini yaitu spray, combustion dan lainnya. Hasil dari permodelan dengan *FIRE* ini bisa melihat fenomena dari *distribusi temperature, tekanan, spray propagation, mixing, flame propagation, dan juga emisi*. Menurut A. Jamrozik [7], homogen dan tidak homogenan campuran bahan bakar-udara didalam ruang bakar pada spark ignition engine dan compression ignition engine juga dapat dimodelkan pada software ini.

Untuk konfigurasi engine HCCI yang akan digunakan untuk penelitian dan permodelan ruang bakar adalah :

A. Parameter mesin .

- Tipe : air cooled, 4 langkah
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Kapasitas mesin : 210 cc
- Speed engine : 1900 rpm
- Bore x Stroke : 70 mm x 57 mm
- Rasio kompresi : 1:20 , 1:19, 1:18
- Fuel sistem : karburator
- Bahan bakar : gasoline (oktan 90)
- Bentuk piston : *multi-spherical piston*

Dan pada penelitian ini akan dilakukan permodelan ruang bakar yang sesuai dengan engine Yanmar L48, bentuk pistonnya seperti dibawah ini :



Gambar 2.10. Bentuk piston Yanmar L48 (multi-spherical piston)

Sumber :

B. Initial condition

- Initial pressure untuk 180 derajat BTDC : 1 atm (101325 Pa)

- Initial temperature untuk 180 derajat BTDC : 300 K [11]
- Fuel/Air Equivalence Ratio (ϕ) : 0.95 [6]
- Exhaust Gas Recirculation Composition : 20%, 30%, 40% dan 50%

C. Sub-Model pada AVL FIRE

- Ignition model : HCCI shell model (HCCI engine).
- Turbulence model : K-zeta-f [12,13].

II.6. Model Turbulensi

K-zeta-f : jenis model turbulensi ini adalah pengembangan dari beberapa model turbulensi lainnya yang dimana menurut beberapa paper menyatakan bahwa pada saat model turbulensi ini diberikan, didapatkan hasil sebuah permodelan yang hampir mendekati dengan kenyataan atau eksperimen. Dan pada penggunaan model turbulensi ini biasa digunakan untuk permodelan pembakaran dari ruang bakar mesin agar mendapatkan hasil yang hampir mendekati kenyataannya [12,13].

K ini adalah turbulence kinetic energy (*TKE*). Turbulence kinetic energy ini adalah energi yang terjadi akibat dari adanya kecepatan aliran yang turbulensi atau aliran yang berolak. Untuk menentukan nilai dari *TKE* ini dapat dilihat pada modul tutorial software *AVL fire* seperti berikut ini [14] :

- Turbulence kinetic energy (m^2/s^2) :

$$TKE = \left(\frac{3}{2}\right) u'^2 \dots \dots \dots (2.2)$$

dan

$$cm = 2 \times h \times \left(\frac{n}{60}\right) \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana :

- *cm* : mean piston velocity (m/s)
- *h* : stroke (m)

- n : engine speed (1/min)
- u' : turbulence fluctuation velocity (m/s)

$$u' = 0.25 \times cm \text{ for MS Diesel Engine } \dots \dots (2.4)$$

$$u' = 0.5 \times cm \text{ for HD Diesel Engine } \dots \dots (2.5)$$

$$u' = 0.7 \times cm \text{ for HSDI Diesel Engine (small bore) } (2.6)$$

Zeta-f ini adalah energi yang hilang dari sebuah sistem seperti kerugian – kerugian yang diakibatkan dari proses pembakaran sebuah mesin, contohnya seperti :

- Energi panas akibat dari gesekan liner dengan piston.
- Kerugian energi panas akibat kurangnya dari proses pelumasan sebuah mesin.

II.7. Parameter Unjuk Kerja

Untuk mengetahui hasil permodelan yang baik, dilakukan perhitungan sebagai validasi dari hasil permodelan dengan eksperimen yang telah dilakukan. Perhitungan ini meliputi *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) seperti dibawah ini :

- Kapasitas mesin :

$$V_d = l \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

- Perbandingan udara-bahan bakar :

$$\Phi = \left(\frac{X}{14.7} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

Jika didapatkan hasil 1 :13,9 maka dijumlahkan keduanya menjadi 14,9 sehingga didapatkan volume bahan bakar persiklus dari proses pembakaran yang terjadi :

$$Vol_{bb} = \left(\frac{1}{1 + X} \right) \times V_d \dots \dots \dots (2.2)$$

➤ Engine speed (persiklus) :

$$Rpm/siklus = \left(\frac{Engine\ speed}{2} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

➤ Volume perjam (m^3) :

$$V = [(Rpm \times Vol_{bb}) \times 60] / 10^6 \dots \dots \dots (2.2)$$

➤ Mbb persiklus (Kg/jam) :

$$\rho = \left(\frac{\dot{m}}{V} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

ρ yang digunakan sebesar $719,28 \text{ Kg/m}^3$, sehingga didapatkan massa bahan bakar per siklus (Kg/jam). Setelah didapatkan Mbb diatas dapat dihitung nilai dari *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) dari mesin seperti dibawah ini :

➤ *Specific Fuel Consumption* (kg/watt.jam) :

$$Sfc = \left(\frac{\dot{m}}{Ne} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

➤ Waktu konsumsi (s) :

$$mbb (kg) = SG \times \rho \times 10 \text{ ml} \times \left(\frac{10^{-6} m^3}{ml} \right) \dots (2.2)$$

ρ yang digunakan adalah udara dan diasumsikan bahan bakar yang dihabiskan sebanyak 10 ml, setelah itu dihitung juga untuk mendapatkan waktu konsumsi dalam satuan detik (s) seperti dibawah ini :

$$\dot{m} \left(\frac{kg}{jam} \right) = \frac{mbb}{waktu \text{ konsumsi (s)}} \times \frac{3600 \text{ s}}{jam} \dots (2.2)$$

➤ Efisiensi thermal (η_{th}):

$$\eta_{th} = \left(\frac{Ne \times s}{(\dot{m}) \times Q} \right) \times 100 \% \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :

- l : Panjang langkah mesin
- d : Diameter piston
- Φ : Equivalence ratio
- ρ : Densitas
- Ne : Daya indikatif engine

Dari perhitungan diatas dapat dilakukan validasi hasil dari permodelan ruang bakar dengan hasil eksperimen dari mesin HCCI yang berupa nilai *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) berdasarkan variasi rasio kompresi dan persentase EGR yang diberikan.

II.8. Penelitian Terdahulu

II.8.1 Penelitian Tim Sapuangan

Beberapa saat sebelum lomba SEM 2012 mesin Pex yang menggunakan bahan bakar pertamax plus (oktan 95) pernah dicoba dinaikkan perbandingan kompresinya sampai 1:16. Pada saat itu, setelah dijalankan beberapa saat, mesin ternyata tidak bisa dimatikan dengan hanya mematikan sistem ignitionnya. Artinya saat itu mesin sudah bekerja dengan prinsip Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. Namun, karena saat itu peneliti belum membaca tentang fuel saving engine dengan prinsip HCCI dan kekhawatiran mesin menjadi rusak maka perbandingan kompresi diturunkan kembali menjadi sekitar 1:12 supaya tidak terjadi compression ignition dan mencegah kerusakan dari sparepart mesin.



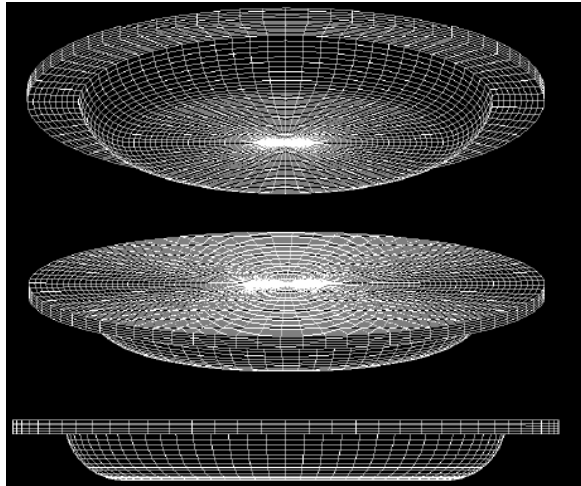
Gambar 2.11. Contoh bentuk ruang bakar engine Pex dengan kompresi rasio 16

Fuel saving Engine yang bekerja dengan prinsip HCCI memanfaatkan bentuk pembakaran seketika yang lebih efisien dibandingkan spark ignition konvensional. Proses pembakaran HCCI mirip proses pembakaran pada diesel engine tetapi karena menggunakan bahan bakar yang lebih ringan sehingga diperoleh pembakaran yang lebih seragam dan lebih bersih. Engine yang bekerja dengan prinsip HCCI diperkirakan mampu menghasilkan efisiensi yang jauh lebih tinggi dibanding spark ignition engine dan sedikit lebih tinggi dari compression ignition engine [2]. Pada HCCI campuran homogen antara bahan bakar dan udara ditekan terus sampai terbakar dengan sendirinya sehingga terbakar lebih teratur dan menghasilkan pembakaran yang bersih bebas dari jelaga (soot) dan NOx. Pengembangan terakhir dari engine HCCI dilaporkan mampu menghemat bahan bakar sampai 50% dibandingkan gasoline engine dengan spark ignition konvensional [8]. Dengan hasil penelitian sebelumnya seperti yang dijelaskan diatas, kekurangan dari beberapa penelitian engine HCCI diatas adalah pada pengontrolan auto-ignition campuran homogen yang menyuplai engine dan juga durasi dari proses pembakarannya yang cukup sulit dan kurang tepat.

II.8.2 Penelitian A. Jamrozik

Sebuah eksperimen mengenai HCCI juga dilakukan oleh A. Jamrozik [7] untuk membandingkan parameter dasar terkendali dari pembakaran engine *HCCI* diesel dan *compression ignition engine*. Eksperimen ini dilakukan pada engine *1hc102 Andoria* yang berbasis diesel dengan kapasitas 918 cm³ dan ukuran squish sebesar 2,5 mm, namun sebelum dilakukan eksperimen, dilakukan permodelan terlebih dahulu dengan menggunakan software AVL FIRE, pada permodelan yang dilakukan akan memberikan parameter dasar dari proses pembakaran yaitu start of ignition (SOI), burn duration (BD), indicated pressure (pi) and nitric oxide (NO) and soot emissions (Soot) dari single silinder HCCI diesel yang dianalisa untuk

mendapatkan timing pembakaran serta pengontrolan bahan bakar yang tepat.

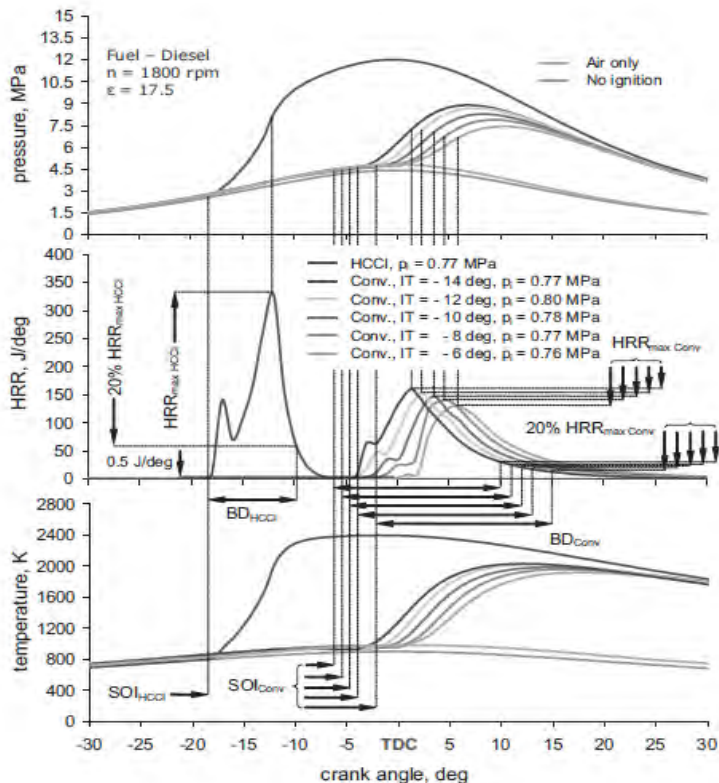


Gambar 2.12. Model eksperimen dari bentuk ruang bakar

Sumber : [A. Jamrozik: 2012]^[7]

Perhitungan simulasi dilakukan pada range sudut sebesar 180 derajat *before top dead centre* (BTDC) sampai 180 derajat *after top dead centre* (ATDC). Permodelan ini menggunakan variabel rasio pencampuran bahan bakar sebesar 0,5 (untuk engine HCCI) serta waktu penginjekan bahan bakar sebesar 14, 12, 10, 8 dan 6 derajat *before top dead center* (BTDC) untuk engine diesel konvensional. Sedangkan untuk permodelan engine HCCI diesel tidak diberikan parameter pengontrolan bahan bakar seperti injection timing yang terdapat pada engine diesel konvensional karena proses pembakaran dari HCCI terjadi secara spontan (autoignition). Dari hasil studi tersebut didapatkan hasil adanya perbedaan karakteristik dari engine diesel konvensional dengan HCCI engine pada *ignition timing*, *maximum heat release rate (HRRmax)*, *start of ignition (SOI)*, *maximum pressure and*

temperature. Pada engine diesel konvensional, pembakarannya mendekati TDC karena timing pembakaran dikontrol oleh *injection timing* sedangkan pada mekanisme engine HCCI tidak terdapat sistem yang mengontrol pembakaran, pembakaran dari engine HCCI ini lebih awal daripada engine conventional. Hasil diatas dapat dilihat pada gambar 2.10 dan tabel 1 dibawah ini :



Gambar 2.13. Perbandingan antara diesel engine konvensional dengan HCCI engine

Sumber : [A. Jamrozik: 2012]^[7]

	IT deg	p_i MPa	SOI deg	BD deg	NO _x ppm	Soot mg/m ³
Conv.	-14	0.77	-7	17	425	1.25
Conv.	-12	0.80	-6	17	380	4.28
Conv.	-10	0.78	-5	18	358	6.45
Conv.	-8	0.77	-4	19	327	9.63
Conv.	-6	0.76	-2	19	285	16.58
HCCI	-	0.77	-18	9	1067	1.5e-06

Tabel 1. Hasil permodelan antara diesel engine konvensional dengan HCCI engine.

Sumber : [A. Jamrozik: 2012]^[7]

Pada gambar 2.11. yang didapatkan dari hasil permodelan, menunjukkan bahwa untuk engine konvensional dengan rasio pencampuran sebesar $\phi = 0,5$ didapatkan timing penginjeksian bahan bakar yang paling optimal berada pada sudut sebesar 10 derajat sebelum TDC. Pada sudut penginjeksian ini, menghasilkan *indicated pressure* maksimum yang setara dengan 0,78 MPa. Sedangkan pada engine HCCI dengan rasio pencampuran bahan bakar-udara $\phi = 0,5$, menghasilkan tekanan maksimum yang setara dengan 0,77 MPa. Pada gambar 2.11 dan tabel 1 diatas juga menunjukkan bahwa proses pembakaran antara engine HCCI diesel dibandingkan dengan engine diesel konvensional dicirikan pada *start of ignition (SOI)* yang lebih awal dan *burn duration (BD)* yang lebih pendek.

Pada penelitian diatas dilakukan membandingkan antara mesin diesel konvensional dan HCCI engine dan didapatkan hasil waktu awal pembakaran yang terjadi terlalu advance sehingga

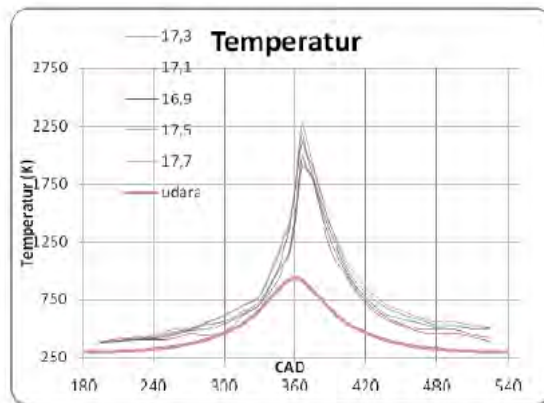
dapat melawan arah gaya piston yang bergerak menuju titik TMA sehingga proses pembakarannya juga kurang optimal. Kemudian bentuk ruang bakar dari penelitian ini hanya berbentuk bath-tub yang simetris dan juga tidak dilakukan penelitian berdasarkan variasi rasio kompresi dan persentase EGR berapa yang paling optimal.

II.8.3 Penelitian Fajriatin Iswani

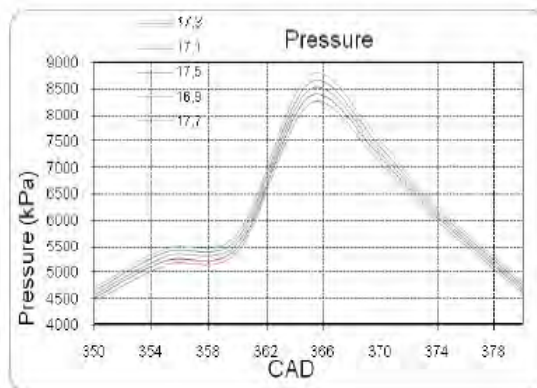
Selain penelitian diatas, ada juga sebuah penelitian yang dilakukan oleh Fajriatin Iswani Widadi [9] , pada penelitian tersebut dilakukan permodelan yang menggunakan software fluent dengan memodelkan HCCI diesel engine dan membandingkan performa antara engine diesel konvensional dengan HCCI diesel engine dengan memvariasikan rasio kompresi. Rasio kompresi yang digunakan adalah 16,9; 17,1; 17,3; 17,5 dan 17,7. Engine yang digunakan untuk permodelan pada penelitian ini adalah :

- Make and model : Volvo TD100
- Number of cylinder : 1
- Bore : 120,65 mm
- Stroke : 140 mm
- Panjang connecting rod : 260 mm
- Swept volume : 1600 cc
- Compression ratio : 17,3 : 1
- Putaran : 1400 rpm

Pada penelitian [Fajriatin Iswani Widadi]^[9] didapatkan hasil berupa grafik tekanan, temperatur dari ruang bakar berdasarkan tiap variasi rasio kompresi 16,9; 17,1; 17,3; 17,5 dan 17,7 seperti pada gambar grafik dibawah ini :



Gambar 2.14. Temperatur pada engine HCCI tiap variasi rasio kompresi



Gambar 2.15. Tekanan pada engine HCCI tiap variasi rasio kompresi

Sumber : [Fajriatin Iswani Widadi]^[9]

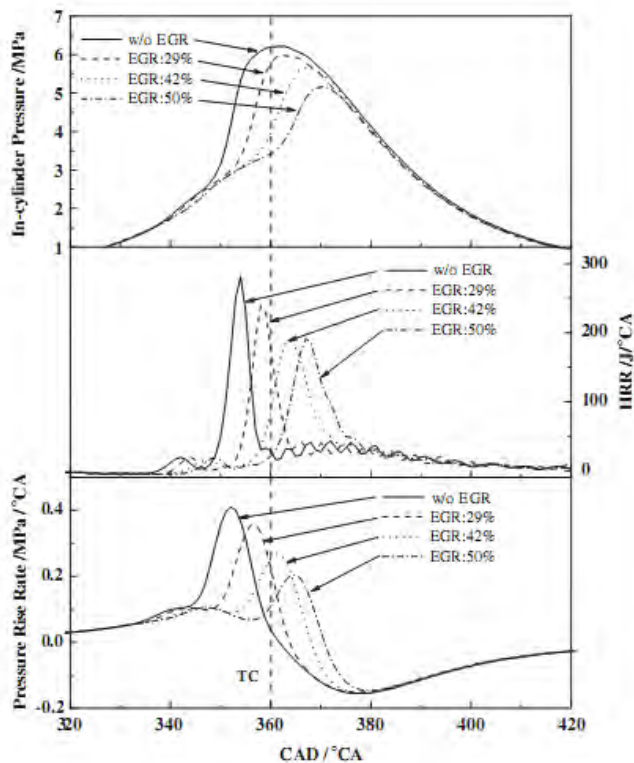
Pada penelitian diatas dapat disimpulkan bahwa dengan perubahan rasio kompresi yang diberikan, mengakibatkan kenaikan nilai temperatur dan tekanan yang terjadi didalam ruang bakar. Pada rasio kompresi 17,7 diperoleh nilai tekanan yang

paling besar yaitu sebesar 86,3 bar dan juga diperoleh nilai temperatur yang paling tinggi sebesar 2268,077 K didalam ruang bakar. Namun pada penelitian ini, tidak diperoleh hasil berupa grafik seperti *start of ignition*, *burn duration* yang dimana hal tersebut merupakan salah satu parameter yang dapat menunjukkan bagaimana timing pembakaran itu terjadi dengan tepat atau tidak dan juga menunjukkan performa dari engine HCCI diesel dan engine diesel konvensional itu sendiri.

Pada penelitian ini adalah tidak menunjukkan posisi titik dimana *start of ignition (SOI)* terjadi dan juga durasi pembakarannya tidak ada sehingga tidak dapat diketahui spesifikasi mesin HCCI yang seperti apa yang dapat bekerja secara optimal.

II.8.4 Penelitian L.Shi et al

Adapun beberapa penelitian sebelumnya mengenai penggunaan EGR yang dilakukan L.Shi et al, 2006 [13], EGR pada mesin HCCI diterapkan dengan konstruksi diesel dan bahan bakar diesel didapatkan external EGR dapat memperlambat laju delay time untuk awal low temperature reaction(LTR) and high-temperature reaction (HTR),dimana hal ini delay time sangat penting untuk diesel HCCI karena mempermudah untuk memajukan Start Of Combustion (SOC),dan dapat memeperkecil laju knocking pada saat beban penuh.



Gambar 2.16. Effect EGR pada proses pembakaran engine HCCI

Penelitian yang lain dilakukan oleh Cairns Dan Blaxill [14] dimana ia menunjukkan bahwa dengan menggunakan residu terjebak untuk mempertahankan kondisi stoikiometri. Hal ini tidak mungkin pada beban yang lebih tinggi karena tingkat pembakaran yang berlebihan (karena temperature yang tinggi menyebabkan pembakaran terlalu maju) dan dengan demikian digunakan cooled EGR dalam kombinasi dengan residu terjebak.

II.8.5\ Penelitian Prashant Kumar

Penelitian lain yang dilakukan oleh Prashant Kumar [15], bahwa Timing pembakaran dari HCCI masih diteliti untuk mesin konvensional. Heat release pada mesin diesel diatur dengan menyesuaikan tingkat dan durasi injeksi bahan bakar, sedangkan pada mesin HCCI tidak memiliki sarana untuk mengatur tingkat heat release. Tantangan untuk mesin HCCI ialah membentuk close loop dari sistem bahan bakar dan udara untuk menjaga pembakaran agar optimal meskipun dalam kecepatan dan beban yang berubah. Pada kondisi macet ketika campuran bahan bakar dan udara dimasukkan ke ruang bakar untuk pembakaran berikutnya maka mesin akan menjadi dingin. Adanya campuran bahan bakar baru sehingga terlalu dingin untuk terjadi pengapian dengan sendiri. Cara yang dilakukan untuk menjaga panas pada ruang bakar ialah Exhaust Gas circulation (EGR) menjadi bahan bakar / udara campuran cepat meningkatkan temperatur.

BAB III

METODE PENELITIAN

III.1 Umum

Metodologi merupakan tahapan-tahapan pengerjaan dalam pengerjaan tugas akhir. Perlu diperhatikan dalam pembuatan metodologi yaitu metodologi mudah untuk dipahami oleh pembaca karena metodologi merupakan ringkasan alur pengerjaan dari tugas akhir. Dalam pembuatan metodologi tugas akhir yang pertama dilakukan adalah membuat diagram blok yang merupakan rangkaian kegiatan pengerjaan yang dilakukan dalam pengerjaan tugas akhir ini. Langkah selanjutnya adalah menguraikan diagram blok yang telah dibuat dan melaksanakan sesuai dengan urutan diagram blok yang telah dibuat.

III.2. Spesifikasi Mesin Yanmar L48 210cc

Berikut spesifikasi dasar *engine* yang dikeluarkan pabrikan Yanmar dan akan menjadi acuan dalam proses permodelan ruang bakar dengan menggunakan software AVL Fire(*fluid and reciprocating engine*):

- | | |
|-------------------------|--------------------------------------|
| - Tipe Engine | : 4 langkah, SOHC, <i>air-cooled</i> |
| - Jumlah silinder | : 1 |
| - Bore | : 70 mm |
| - Stroke | : 55 mm |
| - Volume langkah | : 210 cc |
| - Perbandingan kompresi | : 1:20 |
| - Torsi maksimum | : 10.3 Nm/2.500 rpm |
| - Daya maksimum | : 3.5 Kw/3.000 rpm |
| - Putaran poros jam | : Berlawanan arah jarum jam |

- Sistem pengapian : transistor
- Sistem pelumasan : splash
- Sistem penyalaan : recoil & electric starter
- Sistem Governour : mekanis
- Kapasitas oli mesin : 0.58 liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 3.1 liter
- Dimensi (PxLxT)poros : 312mm x 362 mm x 346 mm
- Berat mesin : 15Kg
- Karburator : katup jarum skep



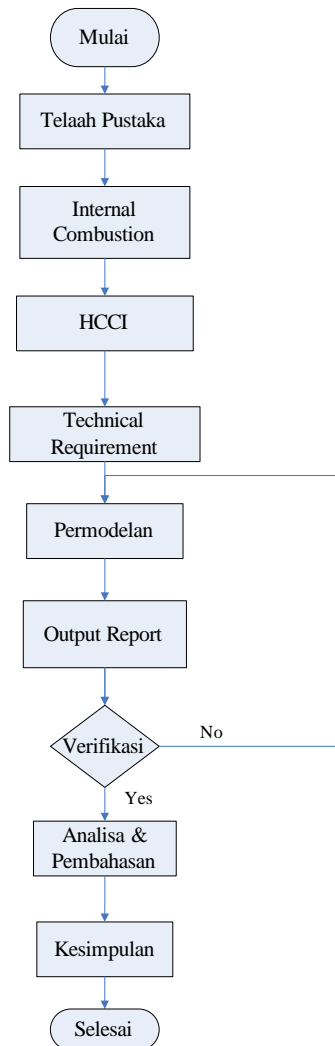
Gambar 3.1. Mesin Yanmar L48

Sumber : <http://us.yanmar.com/products/industrial-engines/air-cooled/epa-certified/l-v-series/l48v/>

III.3. *Software yang Digunakan Untuk Analisis*

1. Fluid And Reciprocating Engine (AVL FIRE) : berfungsi untuk untuk menyelesaikan bentuk ruang bakar *engine* sesuai dengan konfigurasi yang diinginkan. Pada software ini, proses permodelan dan juga pembuatan *meshing* sudah secara otomatis dilakukan sehingga yang dibutuhkan untuk menjalankan software ini hanya memberikan variabel seperti *bore* dan *stroke*, rasio kompresi dan lainnya sebagai input/awal permodelan.

III.4. Diagram Block Penelitian



III.5. Penjelasan Diagram Block Penelitian

1. Telaah Pustaka

Studi literatur dilakukan dengan pengumpulan referensi mengenai materi yang berhubungan dengan proses pembakaran HCCI, kompresi serta seluruh data yang berhubungan dengan pembahasan. Literatur tersebut didapatkan dari :

- Text Book
- Internet
- Artikel dan paper-paper tentang HCCI

2. Technical Requirement

Dalam menganalisa proses pembakaran (combustion proses), maka diperlukan beberapa data-data dari berbagai sumber terutama dari paper-paper yang membahas HCCI engine. Adapun data – data yang dibutuhkan yaitu :

- Spesifikasi mesin : - Jenis mesin ini adalah compression ignition engine 4 stroke Dengan fuel sistem karburator
- Data konfigurasi engine : Bore, stroke dan rasio kompresi.
- Software FIRE : - Parameter yang dibutuhkan untuk software fire dan langkah – langkah pengerjaan dalam software fire

3. Permodelan

Pada tahap ini permodelan menggunakan software fire. Permodelan awal menggunakan data konfigurasi mesin diesel yanmar L48.

Proses data :

- Data – data yang dibutuhkan untuk menjalankan software fire dimasukkan sebagai input. Pada penelitian ini dilakukan dengan variasi rasio kompresi yang digunakan (1:20 ,1:19, 1:18) kemudian akan divariasikan juga persentase *Exhaust Gas Recirculation* sebesar 20%, 30%, 40% dan 50%.
- Bentuk ruang bakar yang akan disimulasikan berdasarkan bentuk piston pada mesin yanmar L48 seperti dibawah ini :



Gambar 3.3. Bentuk Piston Yanmar L48

- Dilakukan pendekatan pada bentuk ruang bakarnya karena pada software tidak terdapat bentuk ruang bakar dari L48, dengan cara mengambil template yang ada kemudian diedit hingga mendekati bentuk ruang bakar dari yanmar L48.
- Untuk memvariasikan rasio kompresi, pada bentuk ruang bakar ini diberikan nilai gap antara kepala piston berdasarkan gasket yang digunakan yaitu sebesar 0.4 mm untuk menurunkan 1 point rasio kompresi.

- Penelitian mesin HCCI ini menggunakan karburator, air fuel ratio dari mesin ini 0.95.
 - Model turbulensi dan model pembakaran HCCI juga dimasukkan kedalam permodelan. Nilai turbulence kinetik energi juga dimasukkan.
 - Setelah itu, dilakukan proses meshing. Pada software ini proses meshing sudah generate atau otomatis.
 - Kemudian saat proses meshing selesai dilakukan running/proses simulasi dan ditunggu hingga proses permodelan selesai.
 - Running program untuk mendapatkan hasil. Pada tahap ini dilakukan permodelan terhadap data – data yang sesuai dengan konfigurasi engine yang ada, sehingga output dari software inilah yang digunakan untuk analisa proses pembakaran pada HCCI engine. Data hasil permodelan yang digunakan untuk analisa berupa grafik tekanan, temperature dan heat release rate.
4. Output report
- Data – data yang dihasilkan dari proses menjalankan program. Data – data yang dihasilkan berupa grafik dan fenomena proses pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar.
5. Verifikasi/validasi
- Pada tahap ini merupakan verifikasi atau penyesuaian terhadap data hasil program tersebut apakah sudah sesuai dengan yang diharapkan atau belum. Jika belum, maka akan dilakukan permodelan ulang dengan perubahan data – data input yang sesuai.

6. Analisa dan pembahasan

Setelah kita mendapatkan semua data yang dibutuhkan kemudian dilakukan analisa untuk menjawab hal-hal yang berkaitan dengan penelitian ini, yaitu pengaruh rasio kompresi pada proses pembakaran untuk menentukan timing pembakaran yang tepat pada HCCI engine.

7. Kesimpulan

Pada tahap ini adalah mengambil kesimpulan dari penelitian yang dilakukan. Kesimpulan ini berisi jawaban dari permasalahan yang terdapat pada penelitian ini sehingga jelas hasil dari penelitian ini.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

PERMODELAN DAN SIMULASI RUANG BAKAR

IV.1. Penelitian Awal Mesin HCCI

Pada awalnya penelitian ini dilakukan dengan konsep memodifikasi mesin gasoline menjadi mesin HCCI. Mesin yang digunakan adalah mesin HONDA GX-160. Perubahan yang dilakukan pada mesin ini adalah menaikkan ratio kompresi yang pada awalnya 1 : 9 dirubah menjadi 1 : 13. Untuk melawan kompresi sebesar itu maka perlu dilakukan juga perubahan pada *flywheel* agar mesin dapat bekerja dengan baik. Namun pada ratio kompresi ini mesin belum bisa bekerja secara HCCI. Hal ini dikarenakan ratio kompresinya masih terlalu kecil untuk mencapai tekanan dan temperatur *autoignition*. Pada dasarnya prinsip kerja HCCI adalah bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya apabila dikompres mencapai tekanan dan temperatur *autoignition*nya.

Percobaan berikutnya yang dilakukan menaikkan kembali kompresi mesin mencapai 1: 15. Hasil yang didapat adalah mesin dapat bekerja secara HCCI. Namun putaran mesin yang dihasilkan sangat rendah sekitar 600 rpm. Dengan putaran yang hanya sekitar 600 rpm pengujian terhadap performa mesin sulit dilakukan.

Ada beberapa faktor yang menyebabkan mesin bisa bekerja secara HCCI namun putaran yang dihasilkan terlalu. Pertama, mesin GX 160 ini masih menggunakan sistem pemasukan bahan bakar yang konvensional dan masih menggunakan sistem karburator. Karena menggunakan karburator, sistem pemasukan ini masih menggunakan konsep perbedaan tekanan dan kevakuman yang ada didalam karburator dan tidak dapat diatur secara otomatis seperti halnya pada sistem injeksi. Akibat kevakuman dari karburator ini, maka bahan bakar yang ada didalam mangkuk karburator tidak dapat naik dan masuk kedalam ruang bakar sesuai dengan kebutuhan dari mesin

HCCI ini sehingga dengan tidak memenuhinya kebutuhan bahan bakar dari mesin HCCI ini untuk melakukan proses pembakaran pun juga tidak dapat bekerja dengan baik dan proses pembakaran HCCI pun tidak dapat bekerja secara maksimal. Hal itu dikarenakan bahwa untuk merancang mesin HCCI ini, kebutuhan bahan bakar atau perbandingan bahan bakar-udara yang digunakan juga menjadi salah satu parameter untuk mendapatkan proses pembakaran mesin HCCI yang baik.

Selain itu, seperti yang kita ketahui bahwa bentuk desain ruang bakar dari gasoline mesin ini tidak didesain untuk pembakaran yang menggunakan konsep compression ignition seperti halnya pada mesin diesel, sehingga penelitian eksperimen ini dilakukan kembali pada mesin diesel Yanmar L48 yang dimana bentuk ruang bakarnya sudah didesain sebagaimana bekerja dengan konsep compression ignition.

Kemudian pada penelitian mesin diesel ini pun cukup memberikan hasil yang cukup signifikan karena pada mesin diesel ini konsep pembakaran HCCI terjadi namun masih tidak bekerja dengan baik dan pembakarannya pun masih belum tepat karena parameter – parameter yang dibutuhkan oleh mesin HCCI ini masih belum diberikan, maka dari itu perlu dilakukan sebuah permodelan dan simulasi ruang bakar mesin HCCI ini yang dimana untuk mengetahui dan mendapatkan proses pembakaran serta waktu pembakaran yang tepat dari mesin HCCI ini. Permodelan ini dilakukan dengan memvariasikan rasio kompresi dan persentase EGR yang juga akan diterapkan pada penelitian eksperimen mesin HCCI.

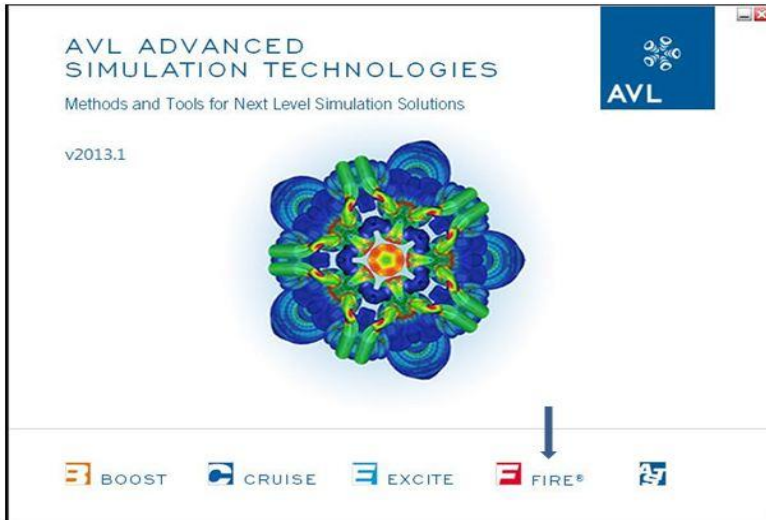
IV.2. Permodelan Software AVL Fire

IV.2.1 Pengertian Software AVL Fire

Fire adalah software dinamika fluida yang multi guna dengan fokus dalam bidang aplikasi aliran fluida yang berhubungan dengan mesin pembakaran dalam dan powertrain. Software ini merupakan generasi terbaru dari 3D computation

fluid dynamics. Pada software *FIRE* ini menawarkan fleksibilitas tertinggi dalam hal waktu simulasi dan ketepatan dalam penggunaan meshing dengan berbagai tipe elemen meshing yang sudah tersedia. Keuntungan yang didapat pada penggunaan software ini yaitu software ini memiliki berbagai macam modul, fitur dan kemampuan, sebelum dan sesudah pengolahan data dan juga metode metode efektif yang mendukung untuk memecahkan sebuah masalah dengan akurat.

Fungsi utama dari software *FIRE* ini adalah untuk simulasi motor bakar, namun bisa juga digunakan untuk CFD pada umumnya (*FIRE = Fluid and Reciprocating Engine*). Modul yang terdapat pada software ini yaitu spray, combustion dan lainnya. Hasil dari permodelan dengan *FIRE* ini bisa melihat fenomena dari *distribusi temperature, tekanan, spray propagation, mixing, flame propagation, dan juga emisi*. Menurut [7] homogen dan tidak homogenan campuran bahan bakar-udara didalam ruang bakar pada spark ignition engine dan compression ignition engine juga dapat dimodelkan pada software ini.



Gambar 4.1. Software AVL Fire v.2013.1

Dalam menjalankan software ini untuk pengoperasiannya dapat dilakukan dengan dua macam cara, yang pertama dengan memberikan input dan initial condition yang detail perihal penggunaan bahan bakar yang dimana untuk bahan bakar yang akan diberikan pada permodelan ini dihitung secara detail dan dianalisa terlebih dahulu sebelum dimasukkan kedalam software ini contohnya seperti fraksi massa bahan bakar dan udara, ignition point dan nilai oktan yang disesuaikan dengan perbandingan Air fuel rasio yang akan digunakan yang terdapat pada bahan bakar yang akan digunakan pada permodelan ruang bakar kemudian selain input seperti itu pada permodelan software ini diberikan bentuk saluran masuk dan saluran buang dari mesin yang akan disimulasikan, namun dengan paramater yang seperti itu adapun risikonya yang dimana akan memberikan waktu yang lebih lama dalam proses simulasinya dan juga karena adanya keterbatasan lisensi dari software ini yang dimana tidak terdapat lisensi untuk memodelkan saluran masuk dan buangnya.

Sehingga pada penelitian kali ini, tidak diperhitungkan secara detail sifat bahan bakar dan tidak dimodelkan saluran masuk dan buangnya yang akan digunakan pada permodelan kali ini, sehingga untuk memberikan input bahan bakar cukup dengan memilih bahan bakar yang akan digunakan yang sudah tersedia dalam software ini karena hal ini merupakan salah satu kesulitan yang dialami peneliti dalam pengoperasian software ini karena melihat software ini kurang familier, bahan bakar yang digunakan adalah gasoline dan juga pada permodelan kali ini dilakukan dalam kondisi didalam ruang bakar yang tertutup pada kondisi ideal. Namun dengan tanpa melakukan analisa dari bahan bakar yang akan digunakan, hasil dari permodelan ini didapatkan hasil yang cukup realistis dilihat dari tren grafik yang dihasilkan.

Sebelum mengidentifikasi spesifikasi yang ada pada mesin yanmar L48, diberikan terlebih dahulu parameter dan initial conditionnya yang dimana agar permodelan ruang bakar ini dapat dijalankan dengan baik, beberapa parameter dan initial condition yang digunakan yaitu :

A. Parameter mesin .

- Tipe : air cooled, 4 langkah
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Kapasitas mesin : 210 cc
- Speed mesin : 1900 rpm
- Bore x Stroke : 70 mm x 57 mm
- Rasio kompresi : 1:20 , 1:19, 1:18
- Fuel sistem : karburator
- Bahan bakar : gasoline (oktan 90)
- Bentuk piston : *multi-spherical piston*

Dan pada penelitian ini akan dilakukan permodelan ruang bakar yang sesuai dengan engine Yanmar L48, bentuk pistonnya seperti dibawah ini :

- Bentuk piston Yanmar L48 :



Gambar 4.2. Bentuk Piston Yanmar L48 (multi-spherical piston)

B. Initial condition

- Initial pressure untuk 180 derajat BTDC : 1 atm (101325 Pa)
- Initial temperature untuk 180 derajat BTDC : 300 K [11].
- Fuel/Air Equivalence Ratio (ϕ) : 0.95 [6].
- Exhaust Gas Recirculation Composition : 20%, 30%, 40% dan 50%

C. Sub-Model pada AVL FIRE

- Combustion model : HCCI shell model (HCCI mesin)
- Turbulence model : K-zeta-f [12,13].

Dalam memberikan parameter dan initial condition diatas diberikan karena beberapa pertimbangan, seperti initial tekanan dan temperatur, diberikan nilai sebesar 1 atm untuk tekanan awal dan 300 K untuk temperatur awal karena pada permodelan ruang bakar kali ini diasumsikan dalam keadaan ideal yang dimana temperatur 300 K diatas diasumsikan sebagai temperatur ruangan.

Hal itu dilakukan karena keterbatasan alat pengujian yang dapat memberikan informasi nilai tekanan dan temperatur yang ada didalam ruang bakar sesuai dengan variasi rasio kompresi yang digunakan.

Sedangkan untuk nilai equivalence ratio dan persentase EGR diberikan seperti diatas karena, pada penelitian mesin secara eksperimen digunakan part karburator sebagai fuel sistemnya, karena menggunakan karburator maka perbandingan bahan bakar-udaranya tidak bisa tepat pada nilai 1 (stoichiometri) karena pengaplikasiannya masih secara manual dan untuk mendapatkan angka 1(stoichiometri) tidak bisa tepat sehingga diasumsikan dengan menggunakan pendekatan sebesar 0.95.

Kemudian untuk persentase EGR, didapatkan nilai 20%, 30% dan 40% karena pada saat dilakukan penelitian eksperimen, mesin HCCI ini sangat susah menyala jika persentase EGR yang digunakan 0% dan baru bisa menyala pada saat EGR yang diberikan sebesar 20%, kemudian hingga persentase EGR yang diberikan lebih banyak mesin HCCI tidak bisa beroperasi pada EGR 60% karena pada saat diberikan persentase EGR lebih dari 50% mesin menjadi mati karena bnyaknya bahan bakar-udara yang tidak terbakar dan terjadi fenomena misfire.

Untuk mesin speed diberikan nilai sebesar 1900 rpm karena penelitian eksperimen mesin HCCI ini beroperasi pada keadaan 1900 rpm.

Kemudian untuk variasi rasio kompresi yang akan divariasikan adalah sebesar 1:20, 1:19, 1:18, variasi rasio kompresi tersebut divariasikan sesuai dengan penelitian eksperimen yang dilakukan. Karena mesin HCCI ini berbasis mesin yanmar L48 yang awalnya memiliki rasio kompresi 20, maka untuk menurunkan rasio kompresi yang paling efektif adalah sebesar 19 dan 18 saja karena pada kenyataanya untuk menurunkan rasio kompresi dibutuhkan gasket yang lebih tebal pada silinder headnya, untuk menurunkan 1 point rasio kompresi dibutuhkan gasket setebal 0.4 mm dan pada saat dilakukan menurunkan rasio kompresi sebesar 1 point saja, mesin HCCI ini

cukup sulit untuk dijalankan namun masih bisa menyala setelah beberapa kali percobaan. Hal itu dikarenakan pada saat mesin diberikan gasket, mesin mengalami kebocoran pada sisi silinder headnya. Namun dengan menurunkan 1 point rasio kompresi lagi hingga mencapai rasio kompresi 18 masih terlihat realistis. Pada software AVL fire ini, untuk memberikan input rasio kompresi perlu dilakukan perubahan pada gap antara piston dengan silinder headnya dengan mempertebal gapnya saja hingga mendapatkan rasio kompresi aktual sebesar 19,7682, 18,6916 dan 17,7531, rasio kompresi diatas terdefinisi secara otomatis ketika perubahan gap dilakukan.

Setelah memberikan parameter dan initial condition pada software ini, diperlukan untuk memberikan bentuk ruang bakar yang akan disimulasikan. Pada penelitian ini menggunakan bentuk ruang bakar mesin yanmar L48 untuk permodelan, namun pada saat menggunakan software ini tidak ada template bentuk ruang bakar yang sama dengan bentuk ruang bakar mesin yanmar L48, sehingga dilakukan pendekatan dengan menggunakan template yang hampir mirip dengan ruang bakar mesin yanmar L48 dengan mengubah diameter piston, diameter groove dan mengubah gap sesuai dengan rasio kompresi yang akan digunakan sehingga didapatkan bentuk ruang bakar yang hampir mirip dengan mesin yanmar L48 yang akan dijelaskan dibawah ini.

IV.2.2.Penggambaran Permodelan pada AVL Fire

Untuk langkah awal penggunaan software AVL Fire, inputan dari spesifikasi mesin yang akan dimodelkan dimasukkan terlebih dahulu seperti diameter bore, panjang stroke dan rasio kompresi.

General parameters	
Engine name	ESE
Engine layout	Inline
Number of cylinders [-]	1
Bore [m]	0.06950
Compression ratio [-]	18.00

Piston movement specification	
<input checked="" type="radio"/> Piston displacement function	
Crank radius [m]	0.02850

Gambar 4.3. input data bore, stroke dan CR

Setelah inputan awal dimasukkan, dilakukan penggambaran bentuk ruang bakar yang akan dimodelkan. Pada software ini sudah terdapat template bentuk ruang bakar, dan pada penelitian ini dilakukan pendekatan dengan cara mengambil bentuk ruang bakar yang bentuknya hampir mendekati bentuk ruang bakar dari mesin yanmar L48.

Bentuk ruang bakar yang sudah siap untuk dimodelkan, diberikan proses meshing dan pada software ini proses meshing dilakukan secara *generate* dan otomatis untuk digunakan. Setelah proses meshing selesai, dilakukan memasukkan parameter – paramater lainnya seperti engine speed, air fuel ratio, persentase composition EGR, pressure, temperatur, turbulence model dan combustion model (HCCI model).

Run mode

Run mode: Crank-Angle

Delta_alpha: Table

Start angle: 560 deg

End angle: 850 deg

Engine speed: 1900 1/min

☐ Activate Engine cycle freezing

☐ Restart without time information

Spark ignition

☒ Off

☐ On

Auto ignition

☐ Off

☐ Diesel

☐ Diesel_MIL

☒ HCCI

☐ Knock (Shell Model)

☐ Knock (Shell Model with temperature coupling)

☐ AnB Knock

☐ Empirical Knock Model

☐ Diesel ignited gas engine

Gambar 4.4. input data engine speed, run mode dan combustion model

Setelah parameter diatas sudah dimasukkan, proses simulasi dijalankan dan menunggu hasil simulasi hingga selesai. Ketika selesai, dapat dilihat hasil simulasi yang berupa grafik P-teta, heat release dan temperatur.

Permodelan dilakukan kembali dengan cara yang sama seperti penjelasan diatas sesuai dengan rasio kompresi, tebal gap dan persentase composition EGR yang divariasikan.

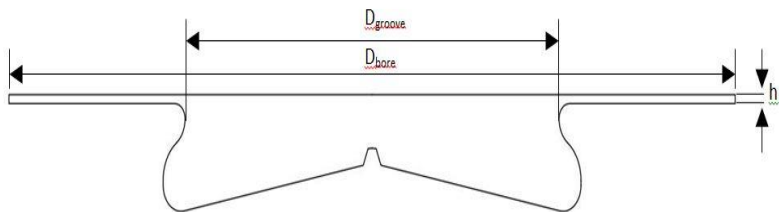
Phase_1		
Pressure	101325	Pa
Density	1.225	kg/m ³
Temperature	300	K
Turb. kin. energy	14.88	m ² /s ²

Type of hydrocarbon fuel	GASOLINE	<input checked="" type="radio"/> Equivalence ratio <input type="radio"/> Fuel mass fraction <input type="radio"/> Species mass fractions	
EGR mass fraction	0.049		
EGR composition	0.2		
		Equivalence ratio	0.95

Gambar 4.5. input data initial condition.

IV.2.2.1 Permodelan Ruang Bakar Yanmar L48

Berdasarkan pendekatan bentuk piston mesin yanmar L48, maka didapatkan bentuk ruang bakar yang hampir mirip dengan mesin yanmar L48 seperti gambar dibawah ini :

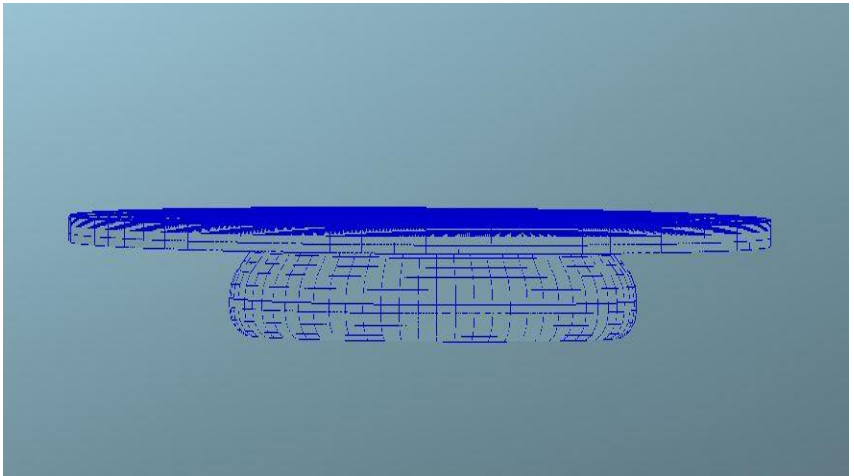


Gambar 4.6. Bentuk Ruang Bakar Yanmar L48

Bentuk ruang bakar diatas memiliki konfigurasi seperti berikut ini :

- Diameter piston : 70 mm
- Diameter groove : 29 mm
- Tebal gap (h) : 0.5 mm (CR20), 0.9 mm (CR19) dan 0.13 mm (CR18)

Kemudian dari bentuk diatas akan dimodelkan kedalam bentuk 3 dimensi dan dilakukan proses meshing untuk dapat menjalankan permodelan. Pada software AVL Fire ini untuk proses meshing sudah dijalankan secara otomatis dan hanya memberikan input ukuran meshing yang sudah tersedia dalam software ini dan dibawah ini adalah bentuk ruang bakar mesin yanmar L48 yang sudah dilakukan proses meshing :



Gambar 4.7. Bentuk Ruang Bakar Yanmar L48 3 Dimensi

Setelah memodelkan bentuk ruang bakar kedalam bentuk 3 dimensi, kemudian akan dilakukan proses perhitungan/simulasi dijalankan, dan setelah proses simulasi sudah selesai akan didapatkan beberapa data hasil permodelan yang berupa grafik tekanan, temperature, dan laju pelepasan panas.

IV.2.2.2 Permodelan Turbulensi

Selain beberapa parameter diatas, permodelan turbulensi juga dimasukkan kedalam software sebagai input permodelan ruang bakarnya. Pada penelitian ini, permodelan turbulensi yang digunakan adalah *K-zeta-f*.

K-zeta-f : jenis model turbulensi ini adalah pengembangan dari beberapa model turbulensi lainnya yang dimana menurut beberapa paper menyatakan bahwa pada saat model turbulensi ini diberikan, didapatkan hasil sebuah permodelan yang hampir mendekati dengan kenyataan atau eksperimen. Dan pada penggunaan model turbulensi ini biasa digunakan untuk permodelan pembakaran dari ruang bakar mesin agar mendapatkan hasil yang hampir mendekati kenyataannya [12,13].

K ini adalah turbulence kinetic energy (*TKE*). Turbulence kinetic energy ini adalah energi yang terjadi akibat dari adanya kecepatan aliran yang turbulensi atau aliran yang berolak. Untuk menentukan nilai dari *TKE* ini dapat dilihat pada modul tutorial software *AVL fire* seperti berikut ini [14] :

- Turbulence kinetic energy (m^2/s^2) :

$$TKE = \left(\frac{3}{2}\right) u'^2 \dots \dots \dots (2.2)$$

dan

$$cm = 2 \times h \times \left(\frac{n}{60} \right) \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana :

- cm : mean piston velocity (m/s)
- h : stroke (m)
- n : engine speed (1/min)
- u' : turbulence fluctuation velocity (m/s)

$$u' = 0.25 \times cm \text{ for MS Diesel Engines } \dots \dots \dots (2.4)$$

$$u' = 0.5 \times cm \text{ for HD Diesel Engines } \dots \dots \dots (2.5)$$

$$u' = 0.7 \times cm \text{ for HSDI Diesel (small bore) } \dots (2.6)$$

Zeta-f ini adalah energi yang hilang dari sebuah sistem seperti kerugian – kerugian yang diakibatkan dari proses pembakaran sebuah mesin, contohnya seperti :

- Energi panas akibat dari gesekan liner dengan piston.
- Kerugian energi panas akibat kurangnya dari proses pelumasan sebuah mesin.

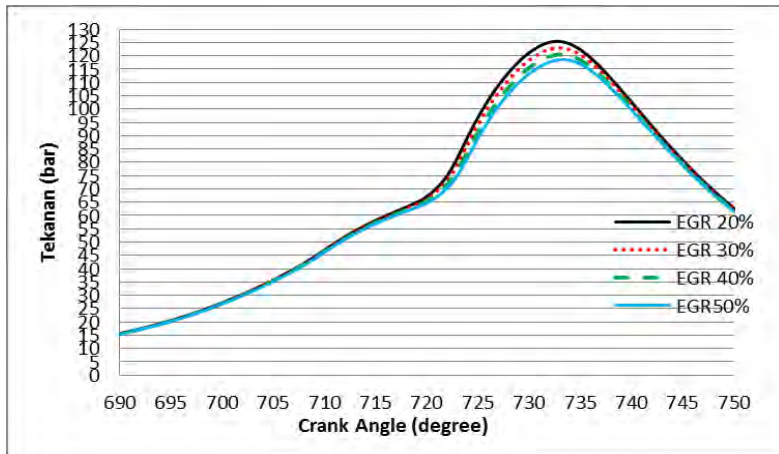
BAB V

DATA HASIL PENELITIAN

V.1. Analisa Data Hasil Permodelan Ruang Bakar

V.1.1 Pengaruh EGR pada Tiap Variasi Rasio Kompresi

A. Rasio Kompresi 20

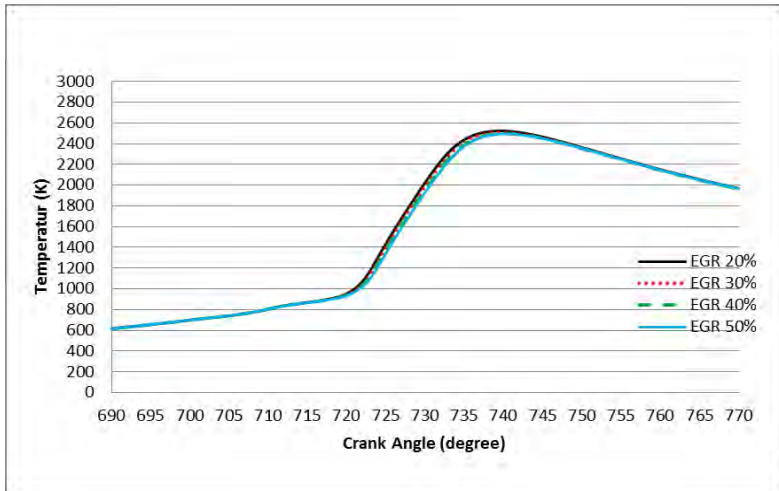


Gambar 5.1. Grafik Tekanan Variasi EGR pada CR20

Dari grafik diatas didapatkan nilai tekanan maksimum sebesar 125,484 Pa pada 732,75° CA untuk EGR 20%, 123.033 Pa pada 733° CA untuk EGR 30% , 120.5 Pa pada 733° CA untuk EGR 40% dan 118,58 Pa pada 733,25° CA untuk EGR 50%. Hal itu kemungkinan disebabkan oleh dua hal. Pertama, sisa gas buang yang berupa CO₂, CO dll yang dimasukkan dapat mengacaukan serta memperlambat terjadinya proses pembakaran dan perambatan api yang terjadi didalam ruang bakar. Kedua, berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar yang dapat menyebabkan ledakan yang terjadi menjadi semakin berkurang. Kenaikan persentase EGR juga

mampu memundurkan Start of Ignition (SOI), memperpanjang durasi pembakaran (BD) serta dapat memperkecil kemungkinan terjadinya knocking pada saat beban penuh.

Selain mempengaruhi tekanan, untuk penambahan EGR ini juga dapat mempengaruhi temperatur dalam ruang bakar seperti yang terlihat pada grafik temperature dibawah ini.



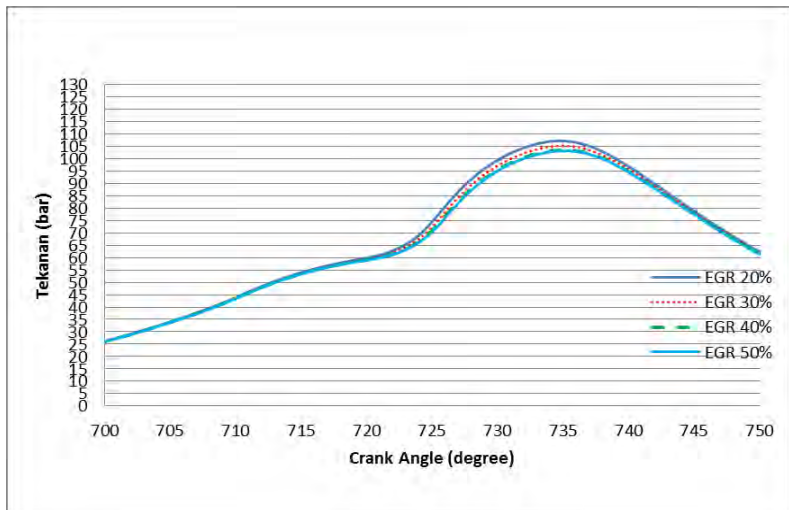
Gambar 5.2. Grafik Temperatur Variasi EGR pada CR20

Dari grafik temperatur diatas didapatkan temperature nyala maksimum sebesar 2523.34 °K pada 739.5° CA untuk EGR 20%, 2511.12 °K pada 739.75° CA untuk EGR 30%, 2498.56 °K pada 740° CA untuk EGR 40% dan 2494,22 °K pada 740.25° CA untuk EGR 50%.

Hal itu terjadi karena penggunaan EGR menyebabkan berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar. EGR juga dapat menyebabkan ledakan yang terjadi menjadi semakin berkurang dan memperkecil temperatur nyala adiabatik yang ada dalam ruang bakar akibat adanya gas sisa hasil pembakaran yang berupa CO, CO₂ dan lain – lain. Gas sisa hasil

pembakaran ini tidak ikut terbakar ketika berada didalam ruang bakar. EGR ini dimasukkan kembali kedalam ruang bakar melalui intake manifold. Selain itu efek dari penggunaan EGR ini juga dapat memperkecil laju knocking dan memperkecil emisi gas buang.

B. Rasio Kompresi 19

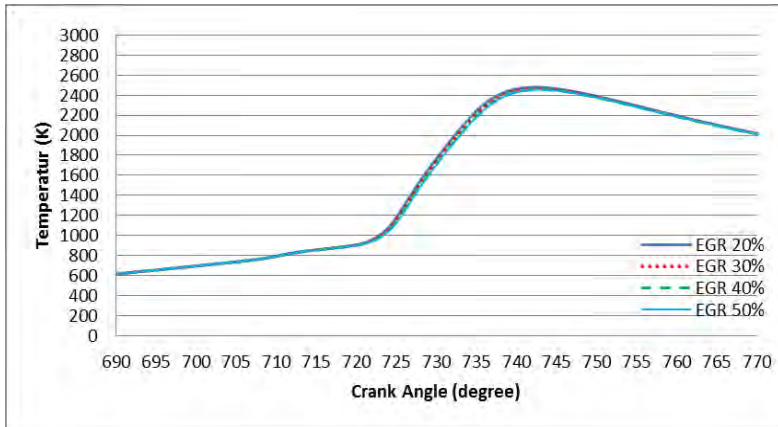


Gambar 5.3. Grafik Tekanan Variasi EGR pada CR19

Dari grafik diatas didapatkan nilai tekanan maksimum sebesar 107.235 Pa pada 734.75° CA untuk EGR 20%, 105.199 Pa pada 735° CA untuk EGR 30%, 103.519 Pa pada 735° CA untuk EGR 40% dan 103.248 Pa pada 735.5° CA untuk EGR 50%, hal itu kemungkinan disebabkan oleh dua hal, pertama sisa gas buang yang berupa CO₂, CO dll yang dimasukkan dapat mengacaukan serta memperlambat terjadinya proses pembakaran dan perambatan api yang terjadi didalam ruang bakar, kedua berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar yang dapat menyebabkan ledakan yang terjadi

menjadi semakin berkurang dan memajukan Start of Ignition (SOI), memperpanjang durasi pembakaran (BD) serta dapat memperkecil laju knocking pada saat beban penuh.

Selain mempengaruhi tekanan, untuk penambahan EGR ini juga dapat mempengaruhi temperatur dalam ruang bakar seperti yang terlihat pada grafik temperature dibawah ini,



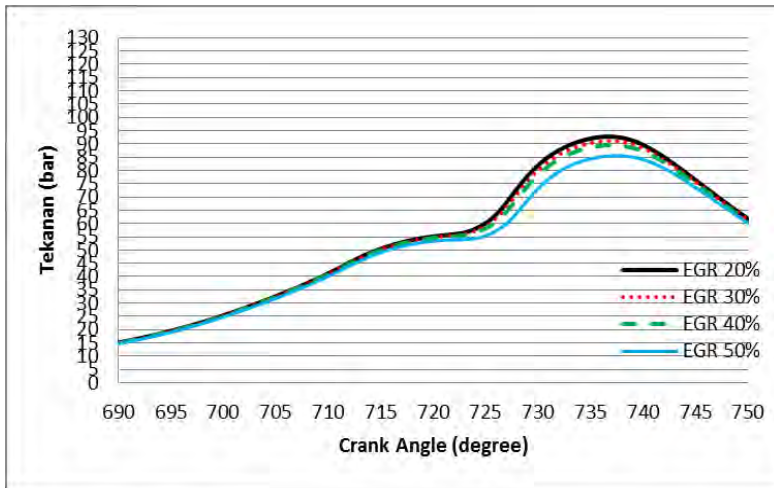
Gambar 5.4. Grafik Temperatur Variasi EGR pada CR19

Dari grafik temperature diatas didapatkan temperature nyala maksimum sebesar 2479.07 °K pada 742.25° CA untuk EGR 20%, 2467.02 °K pada 742.5° CA untuk EGR 30%, 2456.47 °K pada 742.75° CA untuk EGR 40% dan 2454.87 °K pada 743.25° CA untuk EGR 50%.

Hal tersebut terjadi karena penggunaan EGR menyebabkan berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar yang dapat menyebabkan ledakan yang terjadi menjadi semakin berkurang dan memperkecil temperatur nyala adiabatik yang ada dalam ruang bakar akibat adanya gas sisa hasil pembakaran yang berupa CO, CO₂ dan lain – lain, gas sisa hasil pembakaran ini tidak ikut terbakar ketika berada didalam ruang bakar. EGR ini dimasukkan kembali

kedalam ruang bakar melalui intake manifold. Selain itu efek dari penggunaan EGR ini juga dapat memperkecil laju knocking dan memperkecil emisi gas buang.

C. Rasio Kompresi 18

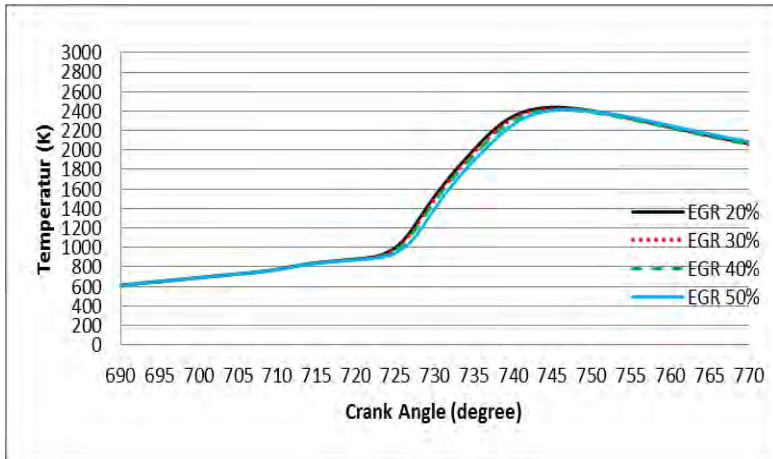


Gambar 5.5. Grafik Tekanan Variasi EGR pada CR18

Dari grafik diatas didapatkan nilai tekanan maksimum sebesar 92,7694 Pa pada 736,5° CA untuk EGR 20%, 91.1516 Pa pada 736.75° CA untuk EGR 30%, 89.5594 Pa pada 737° CA untuk EGR 40% dan 85.5633 Pa pada 737.5° CA untuk EGR 50%, hal itu kemungkinan disebabkan oleh dua hal, pertama sisa gas buang yang berupa CO_2 , CO dll yang dimasukkan dapat mengacaukan serta memperlambat terjadinya proses pembakaran dan perambatan api yang terjadi didalam ruang bakar, kedua berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar yang dapat menyebabkan ledakan yang terjadi menjadi semakin berkurang dan memajukan Start of Ignition

(SOI), memperpanjang durasi pembakaran (BD) serta dapat memperkecil laju knocking pada saat beban penuh.

Selain mempengaruhi tekanan, untuk penambahan EGR ini juga dapat mempengaruhi temperatur dalam ruang bakar seperti yang terlihat pada grafik temperature dibawah ini,



Gambar 5.6. Grafik Temperatur Variasi EGR pada CR18

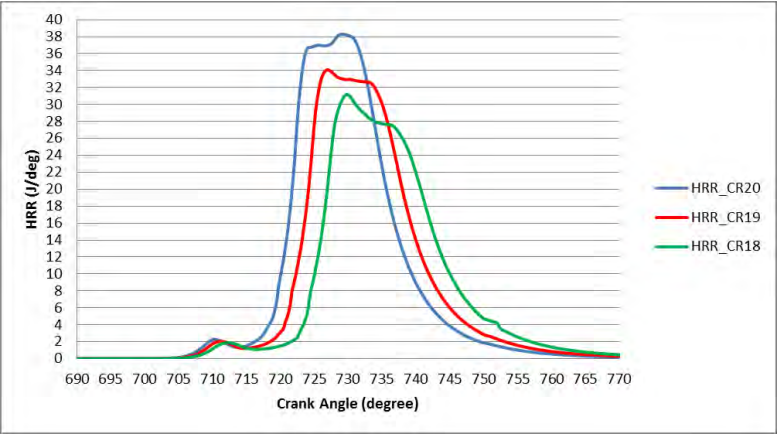
Dari grafik temperature diatas didapatkan temperature nyala maksimum sebesar 2438.13 °K pada 745.25° CA untuk EGR 20%, 2426.48 °K pada 745.5° CA untuk EGR 30%, 2418.83 °K pada 745.75° CA untuk EGR 40% dan 2410.76 °K pada 746.75° CA untuk EGR 50%.

Hal tersebut terjadi karena penggunaan EGR menyebabkan berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar yang dapat menyebabkan ledakan yang terjadi menjadi semakin berkurang dan memperkecil temperatur nyala adiabatik yang ada dalam ruang bakar akibat adanya gas sisa hasil pembakaran yang berupa CO, CO₂ dan lain – lain, gas sisa hasil pembakaran ini tidak ikut terbakar ketika berada didalam ruang bakar. EGR ini dimasukkan kembali

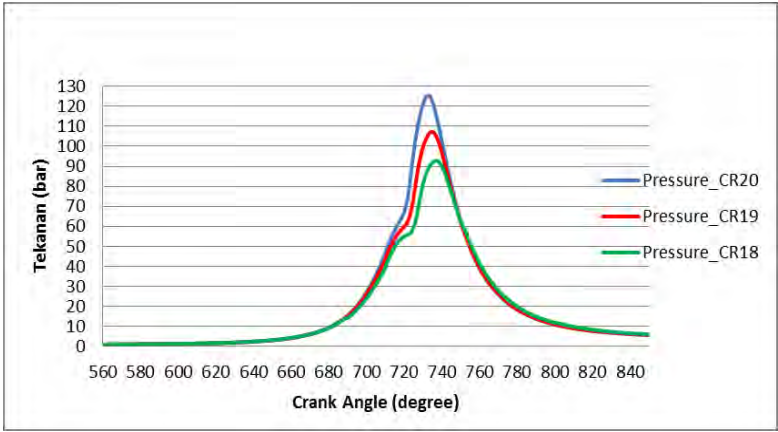
kedalam ruang bakar melalui intake manifold. Selain itu efek dari penggunaan EGR ini juga dapat memperkecil laju knocking dan memperkecil emisi gas buang.

V.1.2 Pengaruh Variasi Rasio Kompresi pada Terhadap Persentase EGR Konstan

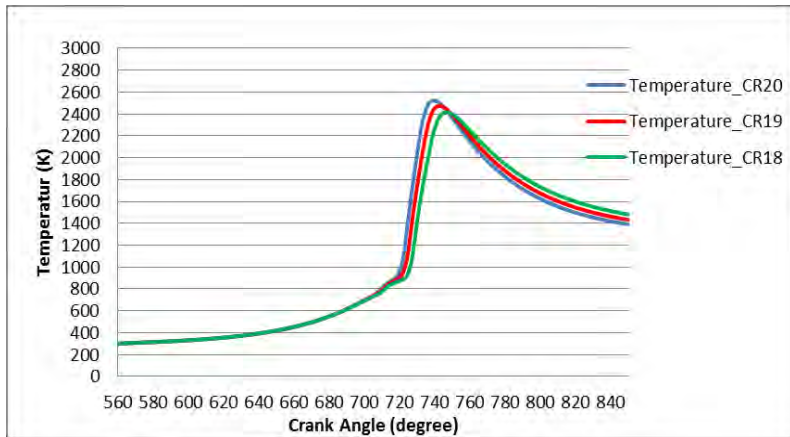
V.1.2.1 Variasi Rasio Kompresi dengan EGR 20%



Gambar 5.7. Grafik HRR kondisi EGR20 terhadap Variasi CR



Gambar 5.8. Grafik Tekanan kondisi EGR20 terhadap Variasi CR



Gambar 5.9. Grafik Temperatur kondisi EGR20 terhadap Variasi CR

Grafik 5.7 adalah grafik laju pelepasan panas berbanding crank angle variasi rasio kompresi dengan persentase EGR sebesar 20%. Dapat dilihat pada grafik diatas menunjukkan tren karakteristik pembakaran pada engine HCCI dengan dua tahap proses pembakaran yang biasa disebut dengan Low Temperature Reaction (LTR) dan High Temperature Reaction (HTR).

Dari grafik laju pelepasan panas diatas, didapatkan nilai tertinggi sebesar 38.3068 J/deg, 34.1768 J/deg dan 31.9385 J/deg didapatkan titik awal pengapian (SOI) terletak pada 13° sebelum TDC untuk rasio kompresi 20, 12° TDC untuk rasio kompresi 19 dan 11° sebelum TDC untuk rasio kompresi 18. Selain SOI didapatkan juga nilai durasi pembakarannya (BD) sebesar 34° CA, 35.75° CA, 37.5° CA. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk, energi yang terbakar pun juga semakin sedikit namun terbakar lebih awal.

Dari grafik 5.8 diatas, didapatkan nilai tekanan tertinggi sebesar 125,484 Pa pada 732,75° CA, 107,235 Pa pada 734.75° CA dan 92.7694 Pa pada 736.75°. hal ini terjadi karena

berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan tekanan yang ada didalam ruang bakar semakin tinggi, ledakan proses pembakaran bahan bakar udara pun menjadi semakin tinggi.

Dari grafik 5.9 diatas, didapatkan nilai temperatur tertinggi sebesar 2523.34 °K pada 739.5° CA, 2479.07 °K pada 742.25° CA dan 2438.13 °K pada 745.25° CA. Hal ini terjadi karena volume ruang bakar yang semakin kecil menyebabkan tekanan dan temperatur yang ada didalam ruang bakar menjadi semakin tinggi. Ketika ledakan yang terjadi semakin tinggi, temperatur yang dihasilkan juga semakin tinggi.

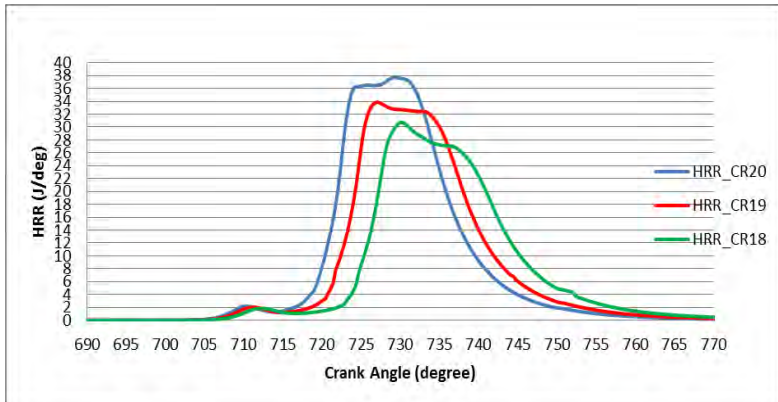
Pada penelitian ini berdasarkan hasil SOI dari engine HCCI ini terlihat lebih awal dan BD yang semakin panjang yang dimana terlihat berbeda dengan engine konvensional, hal ini dikarenakan pada engine HCCI ini tidak memiliki sistem yang mengontrol panjang dan pendeknya waktu dari proses pembakaran seperti yang ada pada spark ignition engine yg menggunakan busi sebagai pemantik dan diesel engine yang menggunakan injektor nozzle sebagai pengatur waktu pembakaran. Sedangkan pada engine HCCI ini mengandalkan penggunaan beberapa cara yang dapat mengontrol pembakarannya salah satunya dengan menggunakan persentase EGR dan juga variasi rasio kompresi.

Hal tersebut menyebabkan pembakarannya semakin under-advanced dikarenakan temperatur yang ada didalam ruang bakar semakin rendah, sehingga jika menggunakan rasio kompresi yang lebih tinggi akan dapat menyebabkan bahan bakar-udara yang ada didalam ruang bakar akan terbakar lebih awal yang dikarenakan keadaan temperatur didalam ruang bakar sudah mencukupi untuk bahan bakar-udara terbakar dengan sendirinya. Pada penelitian ini, awal pembakaran engine HCCI ini terjadi pada temperatur 750-800 °K sekitar 5-15 °CA sebelum terjadinya pelepasan panas yang cepat, diawali dengan api mulai muncul dan awal pelepasan panas pun terjadi [7].

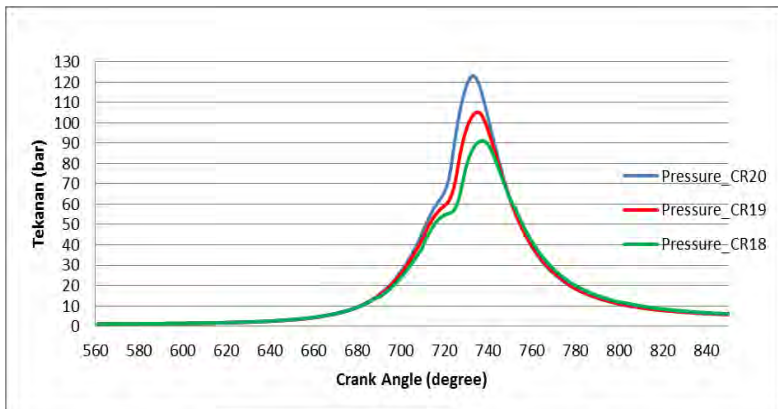
SOI ini didefinisikan sebagai titik pada grafik HRR di mana tingkat panas laju pelepasan mulai melebihi 0,5 J/deg.

Sedangkan BD didefinisikan sebagai durasi pembakaran, yang merupakan jarak antara sudut engkol SOI dan sudut engkol sesuai dengan 20% dari besarnya puncak laju pelepasan kalor pada sisi kurva yang menurun [7].

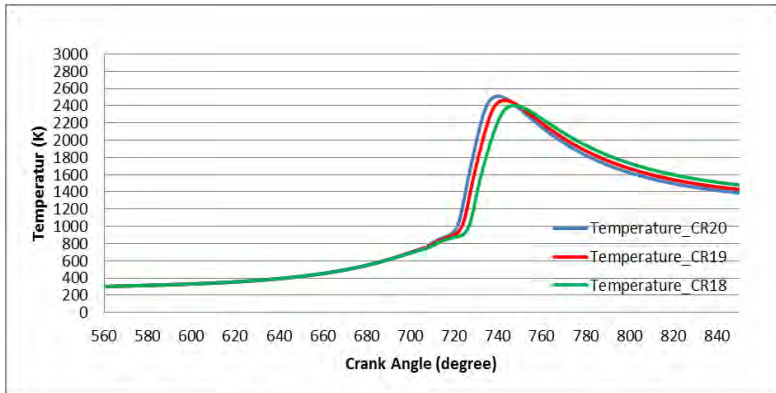
V.1.2.2 Variasi Rasio Kompresi dengan EGR 30%



Gambar 5.10. Grafik HRR kondisi EGR30 terhadap Variasi CR



Gambar 5.11. Grafik Tekanan kondisi EGR30 terhadap Variasi CR



Gambar 5.12. Grafik Temperatur kondisi EGR30 terhadap VariasiCR

Grafik 5.10 adalah grafik laju pelepasan panas berbanding crank angle berdasarkan variasi rasio kompresi dengan persentase EGR sebesar 30%. Dapat dilihat pada grafik diatas menunjukkan tren karakteristik pembakaran pada engine HCCI dengan dua tahap proses pembakaran yang biasa disebut dengan Low Temperature Reaction (LTR) dan High Temperature Reaction (HTR).

Dari grafik laju pelepasan panas diatas, didapatkan nilai tertinggi sebesar 37.7017 J/deg, 33.8272 J/deg dan 31.6531 J/deg sehingga dapat dilihat bahwa grafik tersebut mengalami pergeseran kekanan dan menurun seiring dengan perubahan variasi rasio kompresi yang semakin rendah dan dari grafik diatas didapatkan titik awal pengapian (SOI) terletak pada 13° sebelum TDC untuk rasio kompresi 20, 12° sebelum TDC untuk rasio kompresi 19 dan 11° sebelum TDC untuk rasio kompresi 18. Selain SOI didapatkan juga nilai durasi pembakarannya (BD) sebesar 34.5° CA, 36.25° CA, 38° CA. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan berkurangnya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk, energi yang terbakar pun juga semakin sedikit namun terbakar lebih awal.

Dari grafik 5.11 diatas, didapatkan nilai tekanan tertinggi sebesar 123.033 Pa pada 733° CA, 105.199 Pa pada 735° CA dan 91.1561 Pa pada 736.75° C. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan tekanan yang ada didalam ruang bakar semakin tinggi, ledakan proses pembakaran bahan bakar udara pun menjadi semakin tinggi.

Dari grafik 5.12 diatas, didapatkan nilai temperatur tertinggi sebesar 2511.12 °K pada 739.75° CA, 2467.02 °K pada 742.5° CA dan 2426.48 °K pada 745.5° CA. Hal ini terjadi karena volume ruang bakar yang semakin kecil menyebabkan tekanan dan temperatur yang ada didalam ruang bakar menjadi semakin tinggi. Ketika ledakan yang terjadi semakin tinggi, temperatur yang dihasilkan juga semakin tinggi.

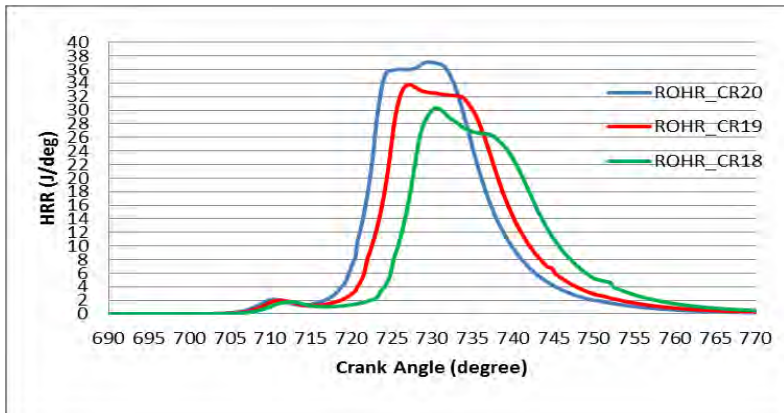
Pada penelitian ini berdasarkan hasil SOI dari engine HCCI ini terlihat lebih awal dan BD yang semakin panjang yang dimana terlihat berbeda dengan engine konvensional, hal ini dikarenakan pada engine HCCI ini tidak memiliki sistem yang mengontrol panjang dan pendeknya waktu dari proses pembakaran seperti yang ada pada spark ignition engine yg menggunakan busi sebagai pemantik dan diesel engine yang menggunakan injektor nozzle sebagai pengatur waktu pembakaran. Sedangkan pada engine HCCI ini mengandalkan penggunaan beberapa cara yang dapat mengontrol pembakarannya salah satunya dengan menggunakan persentase EGR dan juga variasi rasio kompresi.

Hal tersebut menyebabkan pembakarannya semakin under-advanced dikarenakan tekanan yang ada didalam ruang bakar semakin rendah, sehingga jika menggunakan rasio kompresi yang lebih tinggi akan dapat menyebabkan bahan bakar-udara yang ada didalam ruang bakar akan terbakar lebih awal yang dikarenakan keadaan tekanan didalam ruang bakar sudah mencukupi bahan bakar-udara terbakar.

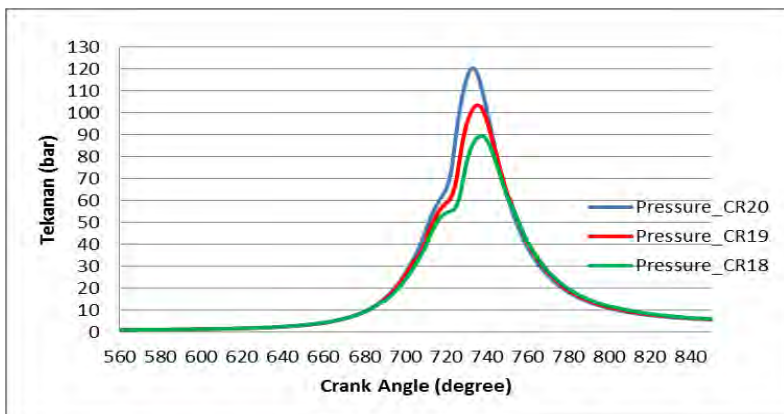
SOI ini didefinisikan sebagai titik pada grafik HRR di mana tingkat panas laju pelepasan mulai melebihi 0,5 J/deg. Sedangkan BD didefinisikan sebagai durasi pembakaran, yang

merupakan jarak antara sudut engkol SOI dan sudut engkol sesuai dengan 20% dari besarnya puncak laju pelepasan kalor pada sisi kurva yang menurun [7].

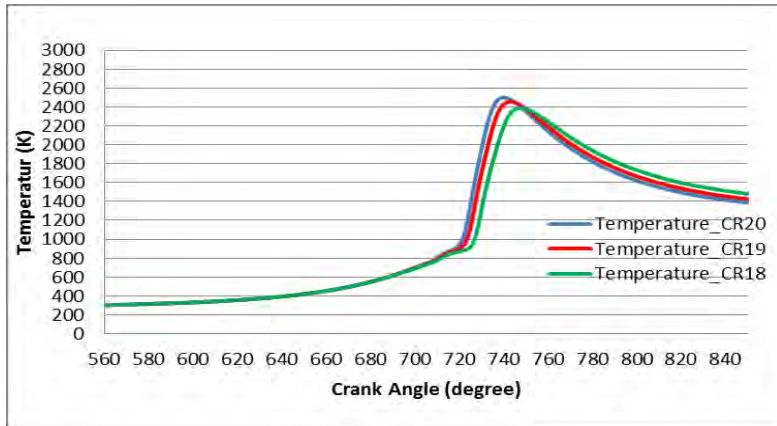
V.1.2.3 Variasi Rasio Kompresi dengan EGR 40%



Gambar 5.13. Grafik HRR kondisi EGR40 terhadap Variasi CR



Gambar 5.14. Grafik Tekanan kondisi EGR40 terhadap Variasi CR



Gambar 5.15. Grafik Temperatur kondisi EGR40 terhadap Variasi CR

Grafik 5.13 adalah grafik laju pelepasan panas berbanding crank angle berdasarkan variasi rasio kompresi dengan persentase EGR sebesar 40%. Dapat dilihat pada grafik diatas menunjukkan tren karakteristik pembakaran pada engine HCCI dengan dua tahap proses pembakaran yang biasa disebut dengan Low Temperature Reaction (LTR) dan High Temperature Reaction (HTR).

Dari grafik laju pelepasan panas diatas, didapatkan nilai tertinggi sebesar 37.0993 J/deg, 33.5372 J/deg dan 31.3599 J/deg sehingga dapat dilihat bahwa grafik tersebut mengalami pergeseran kekanan dan menurun seiring dengan perubahan variasi rasio kompresi yang semakin rendah dan dari grafik diatas didapatkan titik awal pengapian (SOI) terletak pada 13° sebelum TDC untuk rasio kompresi 20, 12° sebelum TDC untuk rasio kompresi 19 dan 11° sebelum TDC untuk rasio kompresi 18. Selain SOI didapatkan juga nilai durasi pembakarannya (BD) sebesar 34.75° CA, 36.5° CA, 38.25° CA. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan berkurangnya

jumlah bahan bakar dan udara yang masuk, energi yang terbakar pun juga semakin sedikit namun terbakar lebih awal.

Dari grafik 5.14 diatas, didapatkan nilai tekanan tertinggi sebesar 120.5 Pa pada 733° CA, 103.519 Pa pada 735° CA dan 89.5594 Pa pada 737° CA. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan tekanan yang ada didalam ruang bakar semakin tinggi, ledakan proses pembakaran bahan bakar udara pun menjadi semakin tinggi.

Dari grafik 5.15 diatas, didapatkan nilai temperatur tertinggi sebesar 2498.56 °K pada 740° CA, 2456.47 °K pada 742.75° CA dan 2415.83 °K pada 745.75° CA. Hal ini terjadi karena volume ruang bakar yang semakin kecil menyebabkan tekanan dan temperatur yang ada didalam ruang bakar menjadi semakin tinggi. Ketika ledakan yang terjadi semakin tinggi, temperatur yang dihasilkan juga semakin tinggi.

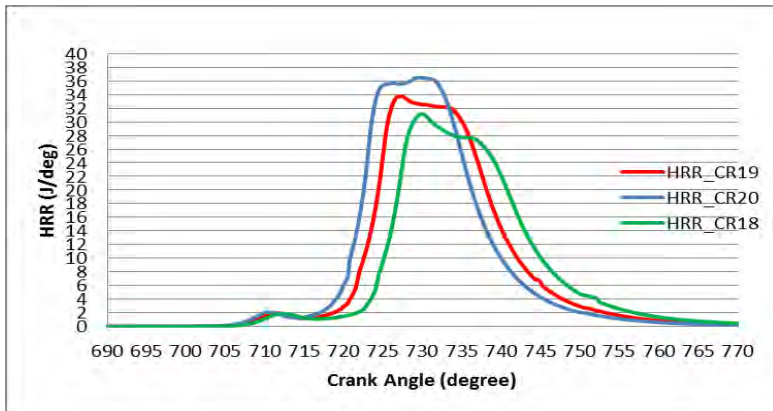
Pada penelitian ini berdasarkan hasil SOI dari engine HCCI ini terlihat lebih awal dan BD yang semakin panjang yang dimana terlihat berbeda dengan engine konvensional, hal ini dikarenakan pada engine HCCI ini tidak memiliki sistem yang mengontrol panjang dan pendeknya waktu dari proses pembakaran seperti yang ada pada spark ignition engine yg menggunakan busi sebagai pemantik dan diesel engine yang menggunakan injektor nozzle sebagai pengatur waktu pembakaran. Sedangkan pada engine HCCI ini mengandalkan penggunaan beberapa cara yang dapat mengontrol pembakarannya salah satunya dengan menggunakan persentase EGR dan juga variasi rasio kompresi.

Hal tersebut menyebabkan pembakarannya semakin under-advanced dikarenakan temperatur yang ada didalam ruang bakar semakin rendah, sehingga jika menggunakan rasio kompresi yang lebih tinggi akan dapat menyebabkan bahan bakar-udara yang ada didalam ruang bakar akan terbakar lebih awal yang dikarenakan keadaan temperatur didalam ruang bakar sudah mencukupi bahan bakar-udara terbakar. Pada penelitian ini, awal pembakaran engine HCCI ini terjadi pada temperatur 750-

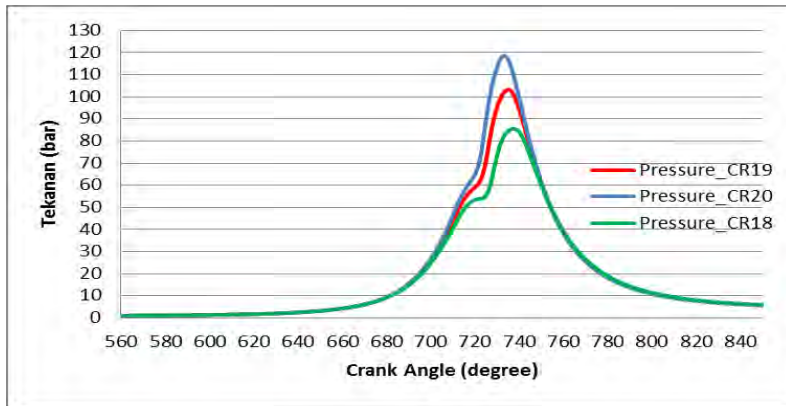
800 °K sekitar 5-15 °CA sebelum terjadinya pelepasan panas yang cepat, diawali dengan api mulai muncul dan awal pelepasan panas pun terjadi [7].

SOI ini didefinisikan sebagai titik pada grafik HRR di mana tingkat panas laju pelepasan mulai melebihi 0,5 J/deg. Sedangkan BD didefinisikan sebagai durasi pembakaran, yang merupakan jarak antara sudut engkol SOI dan sudut engkol sesuai dengan 20% dari besarnya puncak laju pelepasan kalor pada sisi kurva yang menurun [7].

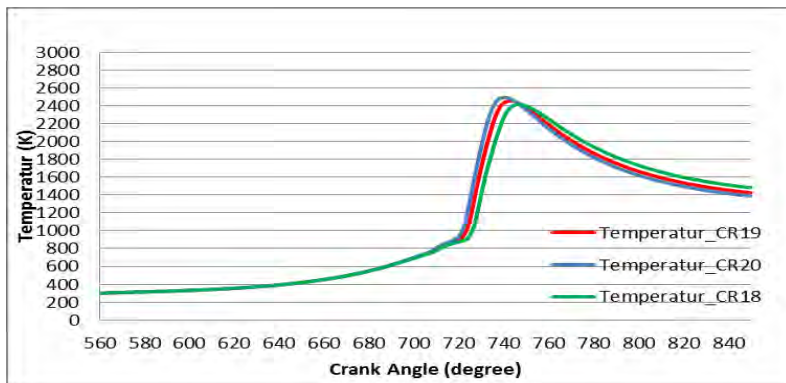
V.1.2.4 Variasi Rasio Kompresi dengan EGR 50%



Gambar 5.16. Grafik HRR kondisi EGR50 terhadap Variasi CR



Gambar 5.17. Grafik Tekanan kondisi EGR50 terhadap Variasi CR



Gambar 5.18. Grafik Temperatur kondisi EGR50 terhadap Variasi CR

Grafik 5.16 adalah grafik laju pelepasan panas berbanding crank angle berdasarkan variasi rasio kompresi dengan persentase EGR sebesar 50%. Dapat dilihat pada grafik diatas menunjukkan tren karakteristik pembakaran pada engine HCCI dengan dua tahap proses pembakaran yang biasa disebut

dengan Low Temperature Reaction (LTR) dan High Temperature Reaction (HTR).

Dari grafik laju pelepasan panas diatas, didapatkan nilai tertinggi sebesar 36.4692 J/deg, 33.7842 J/deg dan 31.1701 J/deg sehingga dapat dilihat bahwa grafik tersebut mengalami pergeseran kekanan dan menurun seiring dengan perubahan variasi rasio kompresi yang semakin rendah dan dari grafik diatas didapatkan titik awal pengapian (SOI) terletak pada 13° sebelum TDC untuk rasio kompresi 20, 12° sebelum TDC untuk rasio kompresi 19 dan 11° sebelum TDC untuk rasio kompresi 18. Selain SOI didapatkan juga nilai durasi pembakarannya (BD) sebesar 35.25° CA, 37° CA, 38.75° CA. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan tekanan yang ada didalam ruang bakar semakin tinggi, ledakan proses pembakaran bahan bakar udara pun menjadi semakin tinggi.

Dari grafik 5.17 ruang bakar diatas, didapatkan nilai tekanan tertinggi sebesar 118.584 Pa pada 733.25° CA, 103.248 Pa pada 735.5° CA dan 85.5633 Pa pada 737.25° CA. hal ini terjadi karena berkurangnya volume ruang bakar menyebabkan tekanan yang ada didalam ruang bakar semakin tinggi, ledakan proses pembakaran bahan bakar udara pun menjadi semakin tinggi.

Dari grafik 5.18 diatas, didapatkan nilai temperatur tertinggi sebesar 2494.22 °K pada 740.25° CA, 2455.87 °K pada 743.25° CA dan 2415.76 °K pada 746.75° CA. Hal ini terjadi karena volume ruang bakar yang semakin kecil menyebabkan tekanan dan temperatur yang ada didalam ruang bakar menjadi semakin tinggi. Ketika ledakan yang terjadi semakin tinggi, temperatur yang dihasilkan juga semakin tinggi.

Pada penelitian ini berdasarkan hasil SOI dari engine HCCI ini terlihat lebih awal dan BD yang semakin panjang yang dimana terlihat berbeda dengan engine konvensional, hal ini dikarenakan pada engine HCCI ini tidak memiliki sistem yang mengontrol panjang dan pendeknya waktu dari proses pembakaran seperti yang ada pada spark ignition engine yg

menggunakan busi sebagai pemantik dan diesel engine yang menggunakan injektor nozzle sebagai pengatur waktu pembakaran. Sedangkan pada engine HCCI ini mengandalkan penggunaan beberapa cara yang dapat mengontrol pembakarannya salah satunya dengan menggunakan persentase EGR dan juga variasi rasio kompresi.

Hal tersebut menyebabkan pembakarannya semakin under-advanced dikarenakan temperatur yang ada didalam ruang bakar semakin rendah, sehingga jika menggunakan rasio kompresi yang lebih tinggi akan dapat menyebabkan bahan bakar-udara yang ada didalam ruang bakar akan terbakar lebih awal yang dikarenakan keadaan temperatur didalam ruang bakar sudah mencukupi bahan bakar-udara terbakar. Pada penelitian ini, awal pembakaran engine HCCI ini terjadi pada temperatur 750-800 °K sekitar 5-15 °CA sebelum terjadinya pelepasan panas yang cepat, diawali dengan api mulai muncul dan awal pelepasan panas pun terjadi [7].

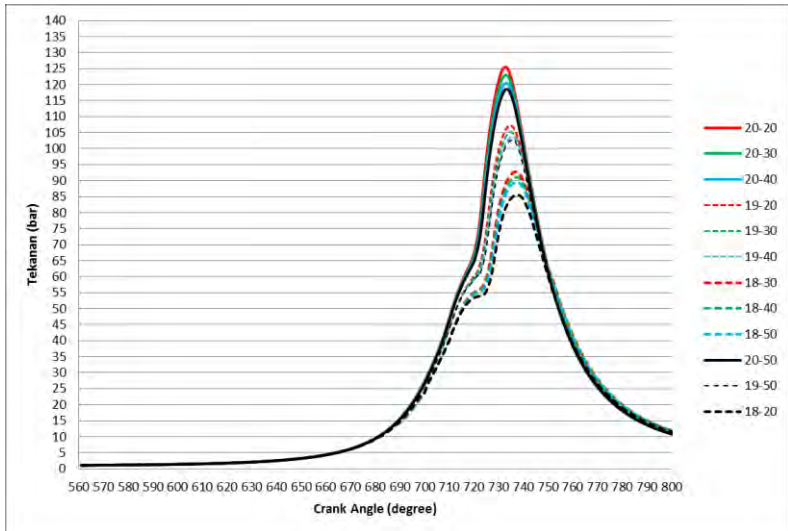
SOI ini didefinisikan sebagai titik pada grafik HRR di mana tingkat panas laju pelepasan mulai melebihi 0,5 J/deg. Sedangkan BD didefinisikan sebagai durasi pembakaran, yang merupakan jarak antara sudut engkol SOI dan sudut engkol sesuai dengan 20% dari besarnya puncak laju pelepasan kalor pada sisi kurva yang menurun [7].

V.1.3. Timing Pembakaran mesin HCCI

Berdasarkan grafik hasil permodelan dapat terlihat perbedaan yang terjadi pada proses pembakaran yang meliputi SOI, BD dan SOC pada mesin HCCI dengan perbandingan kompresi dan persentase EGR yang digunakan, seperti yang terlihat pada tabel dan gambar grafik dibawah ini :

CR	EGR	Initial Condition			Hasil Permodelan			
		Tekanan	Temperatur	ϕ	SOI	BD (°CA)	Tekanan (Pa)	Temperatur (K)
20	20	1 Atm	300 K	0.95	-13	34	125.484	2523.34
	30				-13	34.5	123.033	2511.12
	40				-13	34.75	120.5	2498.56
	50				-13	35.25	118.584	2494.22
19	20	1 Atm	300 K	0.95	-12	35.75	107.235	2479.07
	30				-12	36.25	105.199	2467.02
	40				-12	36.5	103.519	2456.47
	50				-12	37	103.248	2454.87
18	20	1 Atm	300 K	0.95	-11	37.5	92.7694	2438.13
	30				-11	38	91.1561	2426.48
	40				-11	38.25	89.5594	2418.83
	50				-11	38.75	85.5633	2410.76

Tabel 5.1. Hasil Permodelan Ruang Bakar Yanmar L48



Gambar 5.19. Grafik Tekanan – Sudut Engkol

Hasil diatas menunjukkan bahwa semakin rendah dari kompresi rasio, nilai tekanan dan temperatur yang dihasilkan didalam ruang bakar semakin rendah. Begitupula dengan seiring penambahan persentase EGR, maka tekanan dan temperatur yang dihasilkan didalam ruang bakar juga menjadi semakin rendah. Namun ada sedikit perbedaan dari seiring penambahan persentase EGR, terlihat bahwa durasi pembakaran (BD) dari engine HCCI ini juga berubah menjadi semakin panjang dengan rentang tiap kenaikan sekitar 0.25° - 0.5° CA dengan penggunaan rasio kompresi yang sama, dan dengan penggunaan rasio kompresi yang semakin kecil durasi pembakaran juga berubah semakin panjang dengan rentang sekitar $2-3^{\circ}$ CA. Hal itu disebabkan oleh dengan adanya gas buang (EGR) yang dimasukkan ke dalam ruang bakar yang membuat proses pembakaran akan semakin lambat atau panjang sehingga putaran mesin juga akan menjadi rendah. EGR ini juga digunakan untuk menambah temperatur pada saat udara baru dimasukkan dengan cara memanfaatkan gas

buang yang dimasukkan kembali intake. Dengan melihat hasil permodelan terlihat temperatur menurun seiring dengan penambahan persentase EGR karena EGR ini ketika ditambahkan ke ruang bakar berfungsi untuk meningkatkan kapasitas panas spesifik dari isi silinder, yang dimana menurunkan temperatur nyala adiabatik.

Pada penelitian kali ini bertujuan untuk mendapatkan timing pembakaran yang tepat pada mesin HCCI, sehingga dapat dijelaskan bahwa proses pembakaran serta timing pembakaran yang tepat adalah proses pembakaran yang terjadi tidak melawan arah gaya piston bergerak menuju TMA atau dapat dikatakan proses pembakarannya tidak terjadi lebih awal yang dimana jika timing pembakarannya terjadi lebih awal akan melawan arah gaya pergerakan piston yang mengakibatkan rusaknya bagian – bagian dari mesin seperti piston, *connecting rod* dan juga *crankshaft*.

Waktu awal pembakaran (SOC) pada engine ini mengacu pada spark ignition engine yang secara umum SOC yang ideal dari mesin ini terjadi pada $7-10^\circ$ sesudah TMA karena pada permodelan mesin HCCI ini menggunakan gasoline sebagai bahan bakarnya.

Gambar 5.20 merupakan gambar grafik tekanan dari hasil permodelan berdasarkan variasi rasio kompresi dan juga variasi persentase EGR. Dapat dilihat pada grafik bahwa dari ke 12 grafik diatas hanya terdapat 4 grafik yang menunjukkan posisi SOC yang mendekati 8° setelah TMA yang hampir mendekati nilai timing pembakaran yang ideal. Dikatakan ideal karena tidak melawan arah gaya dari pergerakan piston. Tidak seperti keenam grafik yang lainnya yang terlihat SOC yang terjadi lebih awal sehingga dapat melawan arah gaya dari pergerakan piston. Ketiga grafik yang menunjukkan waktu pembakaran yang ideal diatas merupakan hasil permodelan dari mesin HCCI yang memiliki rasio kompresi sebesar 18 dengan persentase EGR 20%, 30%, 40% dan 50%.

Selain itu, pengaruh dari penggunaan persentase EGR yang semakin besar dapat juga menurunkan performa/daya dari

engine HCCI ini karena ketika proses pembakaran terjadi, ada gas buang yang dimasukkan kembali kedalam ruang bakar, gas buang ini tidak bisa terbakar kembali ketika dimasukkan kedalam ruang bakar karena gas sisa hasil pembakaran ini mengandung CO, H₂O dan lainnya. Selain itu, pengaruh EGR ini jika dimasukkan kembali kedalam ruang bakar adalah dapat menurunkan tekanan dan temperature adiabatik didalam ruang bakar. Berdasarkan hasil simulasi ruang bakar didapatkan data daya seperti yang terlihat pada tabel berikut ini :

CR	EGR	Hasil Permodelan		
		hp (kW)	mech eff	Bhp (kW)
20	20	4.77	0.79	3.7683
	30	4.72	0.79	3.7288
	40	4.67	0.79	3.6893
	50	4.53	0.79	3.5787
19	20	4.46	0.77	3.4342
	30	4.41	0.77	3.3957
	40	4.37	0.77	3.3649
	50	4.22	0.77	3.2494
18	20	4.15	0.75	3.1125
	30	4.11	0.75	3.0825
	40	4.07	0.75	3.0525
	50	3.95	0.75	2.9625

Tabel 5.2. Hasil Permodelan Performa Ruang Bakar Yanmar L48

Setelah didapatkan hasil seperti diatas, untuk mendapatkan hasil permodelan yang paling optimal diberikan beberapa parameter sebagai acuan yang mengindikasikan sebuah

engine HCCI bekerja secara optimal, beberapa parameternya yaitu :

- Durasi pembakaran (BD) yang pendek
- Titik awal pengapian (SOI) tidak terlalu awal sekitar $8-12^\circ$ sebelum TMA.
- Titik awal pembakaran (SOC) tidak terlalu awal atau mendekati $7-10^\circ$ sesudah TMA.
- Daya mesin yang paling optimal.

Sehingga dari hasil permodelan didapatkan pada mesin HCCI yang memiliki rasio kompresi sebesar 18 dengan persentase EGR sebesar 20% merupakan mesin HCCI yang bekerja optimal pada kondisi mesin yang beroperasi pada 1900 rpm. Dengan hasil yang seperti itu, disimulasikan kembali pada kondisi pengoperasian mesin yang berbeda yaitu dengan kondisi 1400 rpm hingga 2900 rpm untuk mengetahui bagaimana performa mesin HCCI yang paling optimal jika dioperasikan pada beberapa kondisi.

CR	EGR	Rpm	Hasil Permodelan		
			Ihp (kW)	η mech	Bhp (kW)
18	20	1400	3.1	0.68	2.108
		1650	3.69	0.74	2.7306
		1900	4.15	0.77	3.1955
		2150	4.55	0.79	3.5945
		2400	4.89	0.81	3.9609
		2650	4.72	0.85	4.012
		2900	4.04	0.85	3.434

Tabel 5.3. Hasil Permodelan pada Tiga Kondisi

Kemudian dilakukan perhitungan untuk digunakan sebagai komparasi dari hasil permodelan dengan eksperimen yang dilakukan, perhitungan meliputi *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) seperti dibawah ini :

Diketahui :

- Panjang langkah : 55 mm
 - Diameter piston : 70 mm
 - Equivalence ratio : 0.95
 - Putaran mesin : 1900 rpm
 - $S_{\text{udara}} : 0.72$
 - $P_{\text{udara}} : 999 \text{ kg/m}^3$
 - $Q : 44655.5177 \frac{J}{kg}$
- Kapasitas mesin :

$$V_d = l \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

$$V_d = 55 \left(\frac{\pi 70^2}{4} \right) = 211.55 \text{ cc}$$

- Perbandingan udara-bahan bakar :

$$\phi = \left(\frac{x}{14.7} \right) \dots \dots \dots (2.3)$$

$$0.95 = \left(\frac{X}{14.7} \right)$$

$$X = 13.9$$

Jika didapatkan hasil 1 :13,9 maka dijumlahkan keduanya menjadi 14,9 sehingga didapatkan volume bahan bakar persiklus dari proses pembakaran yang terjadi :

$$Vol_{bb} = \left(\frac{1}{1+X} \right) \times V_d \dots \dots \dots (2.4)$$

$$Vol_{bb} = \left(\frac{1}{1+13.9} \right) \times 211.55$$

$$Vol_{bb} = 14.11 \text{ cc}$$

- Engine speed (persiklus) :

$$Rpm/siklus = \left(\frac{Engine \ speed}{2} \right) \dots \dots \dots (2.5)$$

$$Rpm/siklus = \left(\frac{1900 \ rpm}{2} \right) = 950rpm$$

- Volume perjam (m^3) :

$$V = \frac{[(Rpm \times Vol_{bb}) \times 60]}{10^6} \dots \dots \dots (2.6)$$

$$V = \frac{[(950 \times 14.11) \times 60]}{10^6}$$

$$V = 0.8037 \text{ m}^3$$

- Mbb persiklus (Kg/jam) :

$$\rho = \left(\frac{m}{V} \right) \dots \dots \dots (2.7)$$

$$719.28 \frac{kg}{m^3} = \left(\frac{m}{0.8037 \text{ m}^3} \right)$$

$$m = 578.08 \text{ kg/jam}$$

ρ yang digunakan sebesar $719,28 \text{ Kg/m}^3$, sehingga didapatkan massa bahan bakar per siklus (Kg/jam). Setelah didapatkan Mbb diatas dapat dihitung nilai dari *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) dari mesin seperti dibawah ini :

- *Specific Fuel Consumption* (kg/watt.jam) :

$$Sfc = \left(\frac{\dot{m}}{Ne} \right) \dots \dots \dots (2.8)$$

$$Sfc = \left(\frac{578.08 \text{ kg/jam}}{3112.5 \text{ watt}} \right)$$

$$Sfc = 0.1857 \text{ kg/watt.jam}$$

➤ Waktu konsumsi (s) :

$$mbb = SG \times \rho \times 10 \text{ ml} \times \left(\frac{10^{-6} m^3}{ml} \right) \dots \dots \dots (2.9)$$

$$mbb = 0.72 \times 999 \times 10 \text{ ml} \times \left(\frac{10^{-6} m^3}{ml} \right)$$

$$mbb = 0.0071928 \text{ kg}$$

ρ yang digunakan adalah udara dan diasumsikan bahan bakar yang dihabiskan sebanyak 10 ml, setelah itu dihitung juga untuk mendapatkan waktu konsumsi dalam satuan detik (s) seperti dibawah ini :

$$\dot{m} = \frac{mbb}{\text{waktu konsumsi (s)}} \times \frac{3600 \text{ s}}{\text{jam}} \dots \dots (2.10)$$

$$578.08 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} = \frac{0.0071928}{\text{waktu konsumsi (s)}} \times \frac{3600 \text{ s}}{\text{jam}}$$

$$\text{waktu konsumsi (s)} = 0.0447 \text{ s}$$

➤ Efisiensi thermal (η_{th}) :

$$\eta_{th} = \left(\frac{Ne \times 3600 \text{ s}}{(\dot{m}) \times Q} \right) \times 100 \% \dots \dots \dots (2.11)$$

$$= \left(\frac{3112.5 \frac{J}{s} \times 3600 s}{\left(578.08 \frac{kg}{jam} \right) \times 44655.5177 \frac{J}{kg}} \right) \times 100 \%$$

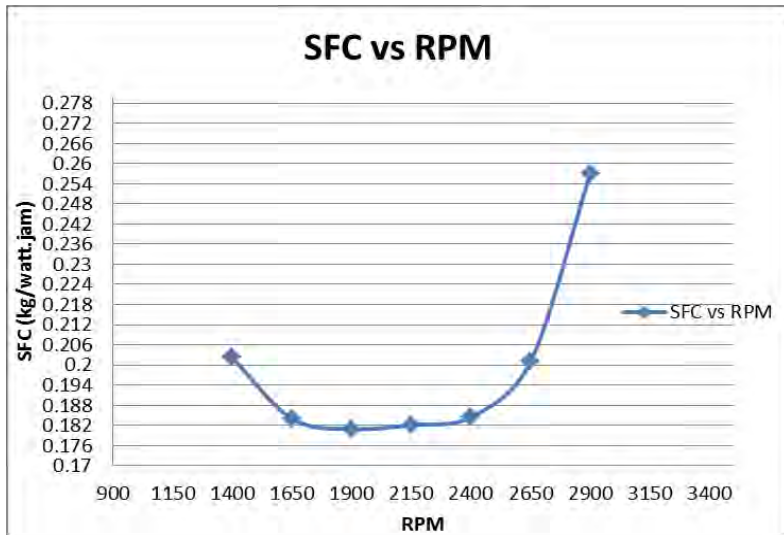
$$\eta_{th} = 43.41 \%$$

Setelah dilakukan perhitungan seperti diatas, didapatkan hasil dari pemodelan meliputi *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) berdasarkan beberapa kondisi pengoperasian, kemudian hasil tersebut akan digunakan sebagai komparasi dari hasil permodelan dengan eksperimen yang telah dilakukan, seperti yang dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

CR	EGR	Rpm	Hasil Permodelan					
			Ihp (kW)	η mech	Bhp (kW)	m	(kg/watt.j)	η_{th} (%)
18	20	1400	3.1	0.68	2.108	426.25	0.202206	0.39869
		1650	3.69	0.74	2.7306	502.377	0.18398	0.43818
		1900	4.15	0.77	3.1955	578.08	0.180904	0.44563
		2150	4.55	0.79	3.5945	654.61	0.182114	0.44267
		2400	4.89	0.81	3.9609	730.73	0.184486	0.43698
		2650	4.72	0.85	4.012	806.84	0.201107	0.40087
		2900	4.04	0.85	3.434	882.96	0.257123	0.31354

Tabel 5.4. Hasil Sfc dan Efisiensi Ruang Bakar Yanmar L48

Berdasarkan hasil perhitungan *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) terlihat bahwa pengoperasian mesin HCCI dalam berbagai kondisi pada rasio kompresi 18 dengan persentase EGR 20% sangat berpengaruh pada kinerja sebuah mesin terutama pengaruh pada *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan efisiensi thermal (η_{th}) yang dimiliki oleh mesin HCCI ini.



Gambar 5.20. Grafik SFC terhadap RPM

Berdasarkan grafik diatas terlihat bahwa kenaikan putaran mesin juga mempengaruhi *Specific fuel consumption (SFC)* yang dihasilkan oleh mesin HCCI. Semakin tinggi putaran mesin, nilai *SFC* yang dihasilkan semakin baik dari 1400 rpm sampai mendekati antara 1900 rpm hingga 2150 rpm namun ketika putaran mesin dinaikkan lagi hingga 2900 rpm nilai *SFC* menjadi semakin buruk. Hal ini dikarenakan bahwa ketika semakin tinggi putaran mesin bekerja, energi yang dibutuhkan oleh mesin untuk melakukan proses pembakaran juga semakin tinggi. Sebenarnya untuk menanggulangi hal tersebut dapat dilakukan menerapkan sistem pemasukan bahan bakar secara injeksi yang dimana dapat mengatur pemasukan bahan bakar sebuah mesin secara otomatis sehingga kebutuhan bahan bakar untuk melakukan proses pembakaran mesin HCCI ini bisa tercukupi. Sehingga dari hasil permodelan yang telah dilakukan dapat diambil sebuah kesimpulan bahwa mesin HCCI yang proses pembakaran, waktu pembakaran dan kondisi pengoperasian yang paling optimal

adalah mesin HCCI yang memiliki rasio kompresi 18 dengan persentase EGR sebesar 20% dan dioperasikan pada kondisi sekitar 1650 rpm sampai dengan 2150 rpm. Dan pada kondisi pengoperasian mesin ini sudah cukup dan cocok untuk digunakan untuk diaplikasikan pada mobil hemat energi Shell Eco Marathon Asia.

Specific fuel consumption ini adalah besarnya laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Nilai sfc dipengaruhi oleh daya yang dihasilkan oleh mesin. Daya yang dihasilkan mesin tergantung dari campuran dari bahan bakar dan udara yang menyebabkan sempurna atau tidaknya pembakaran dalam ruang bakar. Semakin mendekati stokiometri campuran bahan bakar dan udara maka pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar semakin sempurna dan daya yang dihasilkan semakin besar namun pada pemodelan kali ini untuk campuran bahan bakar-udaranya tidak divariasikan karena diasumsikan mesin HCCI ini bekerja menggunakan sistem karburator dalam sistem pemasukan bahan bakarnya.

Semakin kecil daya yang dihasilkan oleh mesin maka semakin tinggi *Specific fuel consumption* nya dan efisiensi termal dari mesin pun juga menjadi semakin menurun karena tingginya kebutuhan bahan bakar dari mesin. Sehingga dapat dilihat pada tabel diatas, seiring kenaikan putaran mesin daya yang dihasilkan mengalami kenaikan namun ketika sudah mencapai puncak daya yang dihasilkan maka daya yang dihasilkan akan mengalami penurunan, *Specific fuel consumption* pun semakin tinggi dan menjadikan efisiensi termalnya menjadi semakin rendah. Begitupula pada seiring penurunan rasio kompresi yang digunakan, dimana terlihat tren yang juga menurun seperti yang terjadi pada penambahan persentase EGR.

BAB 6

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil dari pengerjaan Tugas Akhir ini, didapatkan beberapa kesimpulan, antara lain :

- Didapatkan nilai tekanan dan temperatur di dalam ruang bakar dengan variasi *compression ratio* 20, 19, 18 dan variasi persentase EGR 20%, 30%, 40% dan 50%. Adanya penambahan *nilai CR* ke dalam ruang bakar, mengakibatkan kenaikan nilai temperatur dan tekanan. Sedangkan adanya penambahan persentase EGR mengakibatkan penurunan nilai temperatur dan tekanan.
- Dari variasi rasio kompresi 20, 19 dan 18 diperoleh nilai tekanan dan temperatur yang terbesar dihasilkan pada *compression ratio* 20 sebesar 125.484 Bar dan 2523.34 K.
- Didapatkan posisi start of ignition (SOI) pada variasi *compression ratio* dan persentase EGR. Adanya penambahan nilai CR mengakibatkan posisi SOI menjadi semakin awal, CR 20 posisi SOI pada 13° BTDC, CR 19 posisi SOI pada 12° BTDC dan CR 18 posisi SOI pada 11° BTDC.
- Daya yang dihasilkan oleh mesin HCCI ini semakin tinggi seiring dengan penambahan nilai CR namun semakin rendah dengan penambahan persentase EGR pada tiap CR.
- Berdasarkan parameter karakteristik pembakaran mesin HCCI yang baik, didapatkan nilai CR 18 dengan persentase EGR 20% pada kondisi 1900 rpm adalah yang paling optimal. SOI berada pada 11° BTDC, BD sebesar 37.5° CA, daya yang dihasilkan sebesar 3.1125 kW dan

kebutuhan bahan bakarnya (SFC) sebesar 0.1809 Kg/watt.jam. Dengan nilai yang dihasilkan diatas sudah mencukupi untuk diaplikasikan pada mobil sapuanjin.

- Dibandingkan dengan mesin diesel yanmar L48 konvensional sesuai dengan referensi spesifikasinya, mesin HCCI ini memiliki SFC yang lebih rendah dengan nilai 0.1809 Kg/watt.jam dan 0.182 Kg/watt.jam pada kondisi 1900 rpm.

6.1. SARAN

- Diperlukan kajian lebih dalam lagi dengan memodelkan juga untuk saluran intake dan saluran exhaustnya.
- Diperlukan alat sensor tekanan ruang bakar (pressure transducer) agar dapat memberikan nilai tekanan awal yang digunakan sebagai input permodelan untuk mendapatkan hasil yang sesuai dengan kenyataannya.
- Terbatasnya fasilitas yang digunakan dalam pelaksanaan simulasi dalam hal ini lisensi software yang dimiliki, menyebabkan simulasi tidak bisa maksimal untuk dilaksanakan.

BIODATA PENULIS



Penulis memiliki nama lengkap **Alam Eka Putra** dilahirkan di sebuah kota di Jawa Timur yang bernama **Gresik**, pada tanggal 3 Mei 1991. Dia merupakan anak sulung dari dua bersaudara. Penulis menghabiskan masa kecilnya di dalam keluarga yang bahagia dan penuh kasih sayang dari orang si sekelilingnya. Penulis mengawali pendidikan dari **TK Petrokimia Gresik** Kota Gresik, **SDN Petrokimia Gresik** Kota Gresik, **SMP Semen Gresik** Kota Gresik, **SMAN 1 Manyar** Kota Gresik. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan di **Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya** pada tahun 2009 melalui jalur PMDK.

Selama masa studi di Jurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif berorganisasi yaitu di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin serta aktif mengikuti kompetisi rancang bangun mobil hemat energi, baik tingkat nasional maupun Internasional seperti *Shell Eco Marathon Asia*, *Indonesian Energy Marathon Challenge* dan *Student Formula SAE Competition Japan*. Penulis ingin membanggakan kedua orang tuanya dan dapat berguna bagi lingkungan sekitarnya dengan ilmu yang dimilikinya.

Halaman ini sengaja dikosongkan